COURS DE MECANIQUE PRATIQUE A L'USAGE DES DIRECTEURS ET…

Christoph Bernoulli, Jean Benoit Valerius



58

ENCYCLOPÉDIE-RORET.

MÉCANIQUE

PRATIQUE.



PARIS.

LIBRAIRIE ENCYCLOPÉDIQUE DE RORET,

RUE HAUTEFEUILLE, N° 10 BIS.

Suites à Buffon, format in 8, par MM. F. Cuvier, Duméril, Lacordaire, Boisduval, de St-Fargeau, Walckenaer, Milne Edwards, de Candolle, Brongniart, etc. 5 fr. 50 c. le vol. de 5 à 700 pages. Chaq. livr. de 10 planch. 3 fr. en noir, 6 fr. color.

15 fr. par an. Le Technologiste, ou Archives des progrès de l'Industrie française et étrangère, par M. Malepeyre.



ENCYCLOPÉDIE-RORET.

MÉCANIQUE
PRATIQUE

AVIS.

Le mérite des ouvrages de l'*Encyclopédie-Roret* leur a fait obtenir les honneurs de la traduction, de l'imitation et de la contrefaçon; pour distinguer ce volume, il portera à l'avenir la véritable signature de l'éditeur.

MANUELS-RORET

COURS

DE

MÉCANIQUE

PRATIQUE

A L'USAGE DES DIRECTEURS ET CONTRE-MAÎTRES DE FABRIQUE,

PAR BERNOULLI,

TRADUIT DE L'ALLEMAND PAR VALÉRIUS.



PARIS

LIBRAIRIE ENCYCLOPÉDIQUE DE RORET,

RUE HAUTEFEUILLE, 10 BIS.

AVERTISSEMENT.

Dans plusieurs usines, notamment dans les forges à l'anglaise, les contre-maîtres et les principaux ouvriers ont des carnets ou calepins qu'ils portent constamment sur eux, et dans lesquels ils inscrivent toutes les observations remarquables qu'ils font durant l'exercice de leurs fonctions, ainsi que les règles et les formules qu'ils ne peuvent retenir dans leur mémoire et dont ils doivent faire un usage fréquent. Dans plusieurs établissements d'instruction publique, par exemple à l'école polytechnique en France, les élèves ont aussi des carnets pour les cours qu'ils fréquentent; ils y marquent les points les plus saillants des diverses

branches d'étude sur lesquelles ils doivent passer des examens.

Ce petit ouvrage a pour objet de présenter un modèle de carnet au mécanicien et à l'étudiant en technologie.

J'aurais atteint mon but si, au moyen de cette publication, je parvenais à faire adopter généralement dans les usines et dans les écoles l'usage des carnets d'étude dont les avantages sont incontestables.

COURS
DE
MÉCANIQUE PRATIQUE.

I.

FORMULES ET DONNÉES MATHÉMATIQUES.

Rapport de la circonférence au diamètre. $\pi = \frac{22}{7} = \frac{355}{113} = 3{,}1415926$.

Longueur d'un arc de cercle. $\frac{\alpha \pi r}{180}$; α, nombre de degrés de l'arc; r, rayon du cercle.

Longueur du degré sexagésimal 0,0174533, le rayon étant 1.

» de la minute . . . 0,0002909

» de la seconde. . . 0,0000048

SURFACES.

Triangle. Moitié de la base par la hauteur. $= \sqrt{p(p-a)(p-b)(p-c)}$; $2p$, périmètre; a, b, c, côtés.

Quadrilatère. Moitié du produit des diagonales par le sinus de leur angle.

Trapèze. Moitié de la hauteur par la somme des bases.

Cercle. πr^2.

Secteur circulaire. $\frac{1}{2} ra = \pi r^2 \frac{\alpha}{360}$; a, longueur de l'arc en mètres; α, nombre de degrés de l'arc.

Segment circulaire (compris entre l'arc et la corde).
$\frac{1}{2} ra - \frac{1}{2} r^2 \sin. a$; a, arc en degrés.

Ellipse. π *ab* sin. α; $2a$, $2b$, diamètres conjugués; α, angle formé par ces diamètres; lorsque $\alpha = 90°$, les deux diamètres sont les axes et l'on a π *ab*.

Segment parabolique, compris entre l'arc et la corde perpendiculaire à l'axe. Les deux tiers du produit de la corde par la flèche.

Cône droit. πrl; l, côté; r, rayon de la base.

Cône tronqué droit. $\pi l (r + r')$; l, côté; r et r', rayons des bases.

Corps prismatique ou *cylindrique.* L'arête par le périmètre de la section perpendiculaire.

Prisme et cylindre droits tronqués. Le produit du périmètre de la base inférieure par la distance des centres de gravité des contours des bases; si le prisme ou le cylindre n'est pas droit, ce produit doit être multiplié par le sinus de l'inclinaison de l'arête sur la base.

Sphère. $4 \pi r^2$.

Zone sphérique. $2 \pi rh$; h, hauteur de la zone.

Fuseau sphérique. $\frac{\pi r^2 \alpha}{90}$; α, nombre de degrés du fuseau.

Triangle sphérique. $\pi r^2 \frac{S - 180}{180}$; S, somme des trois angles du triangle.

Surface de révolution. $2 \pi rl$; l, longueur de la ligne génératrice; r, distance du centre de gravité de cette ligne à l'axe de rotation.

7.9.158
II

VOLUMES.

Corps prismatique ou *cylindrique*. La base par la hauteur.

Corps pyramidal ou *conique*. $\frac{1}{3}h\,(b+b'+\sqrt{bb'})$; h, hauteur; b, b', les bases. $\frac{1}{6}h\,(4\,b''+b+b')$; b'', section parallèle faite au milieu de la hauteur du tronc.

Prisme triangulaire tronqué. La base par le tiers de la somme des trois hauteurs.

Prisme polygonal tronqué. La base par sa distance au centre de gravité de la section.

Onglet cylindrique, compris entre la base et un plan oblique mené par le diamètre de la base. $\frac{2}{3}$ de la hauteur par l'aire de la grande section triangulaire.

Sphère. $\frac{4}{3}\pi r^3 = \frac{1}{6}\pi d^3$; d, diamètre.

Segment sphérique, à bases b et b' parallèles.

$h\left(\frac{b+b'}{2}+\frac{\pi h^2}{6}\right)$; h, distance entre les deux bases.

Secteur sphérique, engendré par un secteur circulaire tournant autour d'un axe. Le tiers du rayon par la surface de la zone.

Ellipsoïde. $\frac{4}{3}\pi\,abc$; $2\,a$, $2\,b$, $2\,c$, les trois axes.

Segment de paraboloïde elliptique, dont la section perpendiculaire à l'axe est une ellipse. Moitié de l'aire de la base par la hauteur.

Solids de révolution. $2\pi rs$; s, aire tournante; r, distance du centre de gravité de cette aire à l'axe de rotation.

PROGRESSIONS ARITHMÉTIQUES.

a, premier terme; r, raison, 2e moins le premier; n, nombre de termes; t, terme de rang n; s, somme des termes depuis le premier jusqu'à t.

$$t = a + (n-1)r; \quad s = (a+t)\frac{n}{2}.$$

PROGRESSIONS GÉOMÉTRIQUES.

r, raison, 2e terme divisé par le 1er; les autres notations comme ci-dessus. $t = a\,r^{n-1}$; $s = \dfrac{rt - a}{r-1} = \dfrac{a\,(r^n - 1)}{r-1}$; limite de la valeur de s, lorsque $r < 1$, $\dfrac{a}{1-r}$. — s, capital; i, intérêt annuel de l'unité; v, valeur du capital après un nombre n d'années. $v = c\,(1+i)^n$.

LOGARITHMES.

x, logarithme tabulaire de a; s, base de logarithmes népériens, $= 2{,}7182818$; x', logarithme népérien de a; $\log s = 0{,}4342945$.

$$10^x = a;\ e^{x'} = a;\ x = x' \log e.$$

TRIGONOMÉTRIE RECTILIGNE.

A, B, C, les trois angles d'un triangle; a, b, c, les trois côtés respectivement opposés; R, le rayon des tables.

Triangles rectangles. ($A = 90°$); $a = \sqrt{b^2 + c^2}$; $Rb = c \tan B = a \sin B$.

Triangles obliquangles. s, aire du triangle ; $a + b + c = 2p$; $\frac{a}{\sin A} = \frac{b}{\sin B} = \frac{c}{\sin C}$.

$$(a + b) \operatorname{tang} \frac{1}{2} (A - B) = (a - b) \operatorname{tang} \frac{1}{2} (A + B).$$

$$c^2 = \frac{4\, ab \sin^2 \frac{1}{2} C}{R^2} + (a - b)^2 = \frac{(a - b)^2}{R^2} (\operatorname{tang}^2 \alpha + R^2) = \frac{(a - b)^2}{\cos^2 \alpha}.$$

$$\left(\text{On fait } \frac{4\, ab \sin^2 \frac{1}{2} C}{(a - b)^2} = \operatorname{tang}^2 \alpha\right)$$

$$\operatorname{Cos}^2 \frac{1}{2} A = R^2 \frac{p(p - a)}{bc} ; \sin^2 \frac{1}{2} A = R^2 \frac{(p - b)(p - c)}{bc}$$

$$s = \frac{1}{2} \frac{ab \sin C}{R} = \sqrt{p(p - a)(p - b)(p - c)}.$$

Formules. a et b, angles.

$$R \sin (a \pm b) = \sin a \cos b \pm \cos a \sin b.$$

$$R \cos (a \pm b) = \cos a \cos b \mp \sin a \sin b.$$

$$R (\sin a \pm \sin b) = 2 \sin \frac{1}{2} (a \pm b) \cos \frac{1}{2} (a \mp b).$$

$$R (\cos a + \cos b) = 2 \cos \frac{1}{2} (a + b) \cos \frac{1}{2} (a - b).$$

$$R (\cos a - \cos b) = 2 \sin \frac{1}{2} (a + b) \sin \frac{1}{2} (a - b).$$

$$\frac{\operatorname{Sin} a + \sin b}{\operatorname{Sin} a - \sin b} = \frac{\operatorname{tang} \frac{1}{2} (a + b) \cot \frac{1}{2} (a - b).}{R^2}$$

$$\operatorname{Sin}^2 \tfrac{1}{2} a = \frac{R^2 - R \cos a}{2} ; \operatorname{tang}^2 \tfrac{1}{2} a = R^2 \frac{R - \cos a}{R + \cos a}.$$

DÉVELOPPEMENTS EN SÉRIES.

$$R^{n-1} \sin n a = n \sin a \cos^{n-1} a - \frac{n(n-1)(n-2)}{1.2.3.} \sin^3 a \cos^{n-3} a + \ldots .$$

$$\frac{\sin a}{R} = \frac{a}{R} - \frac{a^3}{1.2\, R^3} + \frac{a^5}{1.2.3.4.5\, R^5} - \ldots .$$

$$\frac{\cos a}{R} = 1 - \frac{a^2}{1.2\, R^2} + \frac{a^4}{1.2.3.4\, R^4} - \ldots .$$

$$\frac{a}{R} = \frac{\text{tang}\, a}{R} - \frac{1}{3} \frac{\text{tang}^3 a}{R^3} + \frac{1}{5} \frac{\text{tang}^5 a}{R^5} - \ldots .$$

$$e^x = 1 + x + \frac{x^2}{1.2} + \frac{x^3}{1.2.3} + \frac{x^4}{1.2.3.4} + \ldots .$$

FORMULE D'INTERPOLATION.

Soient n_1, $n_1 + \delta n$, $n_1 + 2\,\delta n$, $n_1 + 3\,\delta n$. . . . . une suite de valeurs de n croissant par intervalles égaux à δn; u_1, u_2, u_3, ... , les valeurs correspondantes d'une fonction de n; une valeur quelconque de la fonction, correspondant à la variable n, aura pour expression approchée :

$$u_n = u_1 + \frac{n}{\delta n} \delta u_1 + \frac{\frac{n}{\delta n}\left(\frac{n}{\delta n} - 1\right)}{1.2} \delta^2 u_1 + \frac{\frac{n}{\delta n}\left(\frac{n}{\delta n} - 1\right)\left(\frac{n}{\delta n} - 2\right)}{1.2.3} \delta^3 u_1 + \ldots$$

On désigne $u_2 - u_1$ par δu_1, $u_3 - u_2$ par δu_2 . . . .; $\delta u_2 - \delta u_1$ par $\delta^2 u_1$, etc.



APPLICATIONS.

Jaugeage d'un tonneau. Calculer l'aire du cercle ayant)our diamètre 1/3 du diamètre moyen des fonds, puis 2/3 le celui du bouge, et multiplier cette aire par la longueur lu tonneau; déduire l'épaisseur des douves, la quantité lont elles dépassent les fonds, et l'épaisseur des fonds euxnêmes.

Jaugeage d'un tonneau en vidange. Introduire par la onde une règle graduée, divisée en parties égales au lixième du diamètre du bouge, voir combien la hauteur u liquide contient de ces parties, multiplier la capacite du)nneau par le coefficient donné au tableau ci-après, on ıra la contenance :

ıxièmes du diamètre.	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
œfficients. .	1,00	0,95	0,86	0,75	0,63	0,50	0,37	0,25	0,14	0,05

Déterminer les dimensions d'un magasin à poudre. Adettons qu'il faille construire un magasin rectangulaire ıur 30000 kil. de poudre, dans l'hypothèse qu'une pile ive régner le long du chaque grand côté du magasin, et 'une double pile accolée en doive occuper le milieu. pposons enfin que les barils renferment chacun 50 k. de ndre et qu'on veuille les engerber à quatre de hauteur.

Le nombre de barils contenus dans les bases des quatre es sera $\frac{4x}{0,45}$; x, étant la longueur de la base et $0^m,45$ le mètre du baril au bouge. Les couches suivantes des badécroîtront chaque fois de 4 barils dans les 4 piles du gasin. Ainsi le nombre total des barils sera $\left(\frac{8x}{0,45} - 16\right)2$,

et comme ce nombre est aussi $\frac{30000}{50} = 600$, nous aurons

$$\left(\frac{8x}{0,45} - 16\right) 2 = 600, \text{ d'où } x = 17,7.$$

Il faut ajouter à cette longueur quelques mètres pour la largeur du vestibule et pour les intervalles entre les extrémités des piles et les murs.

La largeur du magasin est égale à la hauteur de 4 barils ajoutée à la largeur de deux allées et à celle des deux intervalles entre les piles et les murs; admettons que l'allée ait $1^m,5$ de largeur, que l'intervalle entre la pile et le mur ait $0^m,30$, nous aurons la largeur du magasin $= 4.0,6 + 2.1,5 + 2.0,3 = 6^m$; la hauteur du baril étant de $0^m,6$.

Calculer le nombre de boulets contenus dans une pile. Le nombre de projectiles que contient une pile quelconque est le tiers du produit d'une face triangulaire par la somme des trois arêtes parallèles. Dans la pile carrée, une des arêtes de parallèles n'a qu'un boulet. Dans la pile triangulaire, deux ces arêtes n'en ont qu'un.

n étant le nombre des projectiles de l'un des côtés d'une face triangulaire, on a $\frac{n(n+1)}{2}$ pour le nombre de projectiles de cette face, et la somme des trois arêtes parallèles est $n+2$ dans la pile triangulaire; $2n+1$ dans la pile carrée; $3N+2n-2$ dans la pile oblique, N étant le nombre des piles de l'arête du sommet, ou $3m-n+1$, m étant le nombre des projectiles du grand côté de la base.

Étant donné un nombre A de projectiles, on trouve le grand côté m de la base de la pile rectangulaire, dont on s'est donné le petit côté par la formule

$$m = \frac{6\,A + n\,(n+1)\,(n-1)}{3\,n\,(n+1)}.$$

CENTRES DE GRAVITÉ.

Arc de cercle. Sur le rayon aboutissant au milieu de l'arc, à une distance du centre $= \frac{rc}{l}$; c, corde ; l, longueur de l'arc ; r, rayon.

Aire du triangle. Au tiers, à partir de la base, de la droite qui joint le milieu de la base au sommet.

Aire du parallélogramme. A l'intersection des diagonales.

Aire du demi-cercle. Distance au centre $= \frac{4r}{3\pi}$; r rayon ; π, rapport de la circonférence au diamètre.

Aire du secteur circulaire. Distance au centre $= \frac{2\,rc}{3\,l}$; c, corde ; l, longueur de l'arc.

Volume prismatique ou cylindrique. Au milieu de la droite qui joint les centres de gravité des deux bases.

Volume pyramidal ou conique. Au quart, à partir de la base, de la droite qui joint le centre de gravité de la base au sommet.

Volume d'un tronc de cône. Sur l'axe, à une distance de la grande base $= \frac{h}{4}\,\frac{(R+r)^2 + 2\,r^2}{(R+r)^2 - Rr}$; R, rayon de la grande base ; r, rayon de la petite ; h, hauteur.

Volume d'un secteur sphérique. Distance au centre $= \left(r - \frac{1}{2} f\right)$; f, flèche de l'arc.

Volume d'un segment sphérique. Distance au centre $= \frac{f^2\,(r - \frac{1}{2} f)^2}{v}$; v, volume du segment.

MOMENT D'INERTIE.

Le *moment d'inertie* est la somme de tous les produits qu'on obtient en multipliant chaque masse élémentaire, ou chaque molécule d'un corps, par le carré de sa distance à un axe fixe.

Les *axes principaux* sont trois droites rectangulaires, passant par le centre de gravité; deux de ces droites sont telles que la somme des moments d'inertie, prise par rapport à l'une est un minimum, par rapport à l'autre un maximum.

Moment d'inertie par rapport à un axe donné $= I + M a^2$; I, moment d'inertie par rapport à un axe passant par le centre de gravité parallèlement à l'axe donné; M, masse du corps; a, distance du centre de gravité à l'axe donné.

Moment d'inertie par rapport à un axe passant par le centre de gravité et faisant avec les axes principaux les angles α, β, γ; $= A \cos^2 \alpha + B \cos^2 \beta + C \cos^2 \gamma$; A, B, C, moments d'inertie par rapport aux axes principaux.

Moment d'inertie d'un parallélipipède rectangle par rapport à un axe passant par le centre de gravité, parallèlement à un des côtés, $= \frac{1}{3} M (a^2 + b^2)$; M, masse du solide; a, b, longueurs des axes passant par le centre de gravité et parallèles aux autres côtés. (Ces axes sont les axes principaux du solide.)

Moment d'inertie d'un cône tronqué droit par rapport à son axe $=$

$$\frac{1}{10} \pi h \varphi (a^4 + a^3 b + a^2 b^2 + a b^3 + b^4);$$

h, hauteur du tronc; φ, densité du corps; a et b, rayons des bases supérieure et inférieure.

II.

DÉFINITIONS ET NOTATIONS.

Forces. Celles qui agissent sur les machines sont comparables à des poids; elles sont exprimées en kilogrammes ou en livres.

Vitesse. La vitesse d'un corps est l'espace qu'il parcourt en une seconde, quand il se meut uniformément. Quand son mouvement est varié, c'est l'espace qu'il parcourrait en une seconde, si, à partir du moment où on le considère, son mouvement devenait uniforme; elle est exprimée en mètres ou en pieds.

La *quantité d'action* ou *de travail* est le produit de l'intensité d'une force par le chemin parcouru dans sa direction propre; on l'exprime en kilog. élevés à 1 mètre de hauteur en une seconde, et on la représente par k. m., ou bien on l'exprime en livres élevées à 1' pied par seconde, et on la désigne sous le nom de livre-pied.

Force de cheval dynamique. Généralement 75 kil. élevés à 1 mètre en une seconde.

Masse des corps. Quotient du poids d'un corps par le nombre g, qui représente la vitesse que les graves acquiè-

rent dans le vide, à la fin de la première seconde de leur chute. A la latitude de Paris $g = 9^m,8088$.

Quantité de mouvement. Produit de la masse d'un corps par la vitesse qu'il possède à l'instant où on le considère.

Force vive d'un corps. Produit de sa masse par le carré de sa vitesse au moment où on le considère.

Principes des forces vives. Lorsque l'action des forces qui sollicitent un corps a pour effet de faire varier sa vitesse, la variation de la force vive qui en résulte est égale au double des quantités d'action ou de travail développées par les forces qui ont agi sur ce corps.

DU LEVIER.

Soient P et Q (*fig.* 1re) deux forces appliquées aux deux points A et B d'un levier; soit F le point fixe autour duquel le levier a la liberté de tourner, et qu'on nomme point d'appui; on aura pour les conditions d'équilibre, en faisant abstraction de la pesanteur du levier : 1° *les deux forces* P *et* Q *doivent être dans un même plan avec l'appui*; 2° *le produit de la force* P *par la perpendiculaire* FH *menée du point d'appui sur sa direction, doit être égal au produit de la force* Q *par la perpendiculaire* FI, *également menée du point d'appui sur sa direction*; 3° *les deux forces doivent tendre à faire tourner en sens contraires.*

Quant à la pression qu'éprouve le point d'appui, elle est la même que si les deux forces P et Q s'y transportaient parallèlement à elles-mêmes, sans changer de grandeur ni de sens.

Lorsque le levier est droit, les parties FH et FI sont proportionnelles aux parties AF et BF, qui sont les distances

Google

des points d'application des forces au point d'appui, distances comptées sur le levier lui-même, et que l'on nomme *les bras de levier*; et par conséquent dans l'équilibre du levier droit, les forces sont réciproques à leurs bras de levier.

Les produits P. FH et Q. FI sont les *moments* des forces P et Q par rapport au point fixe F.

Si l'on veut considérer l'une des forces P, par exemple, comme la *puissance*, et l'autre force Q, comme la *résistance*, on pourra distinguer plusieurs espèces de leviers suivant la place qu'occupe le point d'appui F, relativement à ces deux forces.

Si l'appui tombe entre la puissance et la résistance, on aura le levier de la première espèce (*fig.* 1re), où la puissance a d'autant plus d'avantage, que son bras de levier AF est plus long.

Si l'appui laisse la résistance Q entre lui et la puissance P, on aura le levier de la seconde espèce (*fig.* 2), où la puissance a toujours de l'avantage.

Enfin, si la puissance tombe entre le point d'appui et la résistance, on aura le levier de la troisième espèce (*fig.* 3), où la puissance a toujours du désavantage.

Si le levier était sollicité par un nombre quelconque de puissances, toutes situées dans un même plan avec l'appui, il faudra pour l'équilibre que la somme des moments de toutes ces forces par rapport au point fixe soit égale à zéro.

Jusqu'ici nous avons fait abstraction de la pesanteur du levier. Si l'on veut y avoir égard, il faudra considérer le poids de la verge comme une nouvelle force appliquée en

by Google

son centre de gravité, suivant une direction verticale, et l'on combinera cette force avec les autres, d'après ce que nous venons de dire.

LE TOUR.

Le tour employé ordinairement est un cylindre aux bases duquel on adapte deux autres cylindres de même axe, mais d'un diamètre plus petit, et que l'on nomme *tourillons*. Ceux-ci reposent sur deux appuis fixes F et H (*fig.* 4), et le cylindre est absolument dans le même cas que s'il tournait autour de son axe considéré comme une ligne fixe.

La résistance que l'on se propose de vaincre, ou le poids Q que l'on veut élever, est appliquée à une corde qui s'enroule autour du cylindre, tandis qu'une puissance P le fait tourner, soit en agissant sur une corde CP tangentiellement à une roue CB perpendiculaire à l'axe de ce cylindre, et solidement liée avec lui, soit en agissant au moyen d'une manivelle, etc.

Les dénominations du tour varient suivant l'objet auquel on le destine et suivant sa position. On le nomme *tour* ou *treuil* lorsque l'axe du cylindre est horizontal, et *cabestan* lorsque l'axe est vertical.

Pour l'équilibre du tour, il faut que la puissance soit à la résistance comme le rayon du cylindre est au rayon de la roue.

Quant à la pression exercée par les forces P et Q appliquées au treuil, elle est absolument la même que si ces forces étaient transportées sur l'axe, parallèlement à elles-mêmes, dans leurs plans perpendiculaires à cet axe.

On a supposé que les cordes DQ, CP étaient infiniment

âliées ; mais les cordes sont ordinairement d'un diamètre ni, ce qui change le rapport entre la puissance et la résisnce. On a alors : *La puissance* P *est à la résistance* Q *mme le rayon du cylindre augmenté du rayon de la rde* DQ, *est au rayon de la roue, augmenté du rayon de corde* CP.

Supposons qu'il faille avoir égard au poids de la corde i s'enroule autour du treuil. Dans le commencement, ce ids sera un maximum, et il diminuera successivement squ'à la fin. C'est pourquoi si l'on ne veut pas faire déoître dans le même rapport la puissance appliquée à la me ou à la manivelle, on doit employer un tambour dont diamètre augmente à mesure que la charge s'élève.

Si l'on nomme R le diamètre de la roue,

Q le poids à soulever,

p le poids total de la corde, et

P la puissance,

plus petit diamètre du tambour sera $r = \frac{PR}{p + Q}$, et le lus grand $r' = \frac{PR}{Q}$. Ici nous faisons abstraction du diamèe de la corde. C'est au moyen de ces diamètres qu'on forera la surface tronc-conique du tambour.

Exemple. Déterminer la force nécessaire pour élever en 6 inutes de temps un poids de 1200 liv. à une hauteur de 0', au moyen d'un treuil tronc-conique dont la roue a 11 /2' de diamètre et fait 5 tours par minute, le poids total la corde étant de 270 liv.

La circonférence de la roue est d'environ 36', ce qui onne 36 × 5 = 180' pour sa vitesse par minute, et 1080'

pour sa vitesse en 6 minutes. Si nous comptons le frottement et la raideur de la corde pour un tiers de la charge, celle-ci deviendra $1200.\frac{2}{3} = 1600$ liv.; et comme elle doit s'élever à une hauteur de 90' en 6 minutes, elle sera à la puissance dans le rapport de 90 : 1080 = 1 : 12. Par conséquent la puissance sera égale à $\frac{1600}{12}$ ou 134 liv. environ, et nous aurons pour le grand diamètre du tambour :

$$r' = \frac{PR}{Q} = \frac{134.11\frac{1}{2}}{1600} = 0',963;$$

et pour le petit,

$$r = \frac{PR}{Q+p} = \frac{134.11\frac{1}{2}}{1600+270} = 0',824.$$

DES POULIES ET DES MOUFLES.

La poulie est une roue circulaire ABK (*fig.* 5), mobile dans une chape CN autour d'un axe C. Une partie AB de la circonférence est enveloppée par une corde PABQ dont les deux extrémités sont tirées par deux forces P et Q. Si l'on mène les deux rayons CA et CB aux deux points extrêmes de contact, on peut regarder les deux forces P et Q comme appliquées aux extrémités d'un levier coudé ACB, dont les deux bras sont parfaitement égaux; et par conséquent *il faut pour l'équilibre que les deux forces P et Q soient parfaitement égales.*

Pour la charge du centre C de la poulie, elle est la même que si les deux forces P et Q s'y transportaient parallèlement à leurs directions. Ainsi en achevant sur les deux

lignes CP' et CQ' qui représentent leurs grandeurs, le losange P'CQ'R, la diagonale CR représentera la charge R du point C.

Mais si l'on joint AB, on formera un triangle isocèle ACB, semblable au triangle P'CR, et par conséquent l'on aura :

P' ou P : R : : AC : AB,

c'est-à-dire que *l'une des deux forces* P *et* Q, *appliquées à la corde, est à la charge qui supporte l'axe de la poulie comme le rayon de la poulie est à la sous-tendante de l'arc embrassé par la corde.*

Dans le cas de la poulie (*fig.* 6), où l'extrémité du cordon AF est attachée à un point fixe F et où l'on considère un poids P attaché à la chape CN, on aurait : *la puissance* Q *est au poids* P *comme le rayon de la poulie est à la sous-tendante de l'arc embrassé par la corde.*

Lorsque les deux parties de la corde sont parallèles (*fig.* 7), la puissance n'est que la moitié de la résistance.

Dans un système de poulies désigné sous le nom de moufle (*fig.* 8), où les diverses parties de la corde sont sensiblement parallèles, on a : *la puissance* Q *est à la résistance* P *comme l'unité est au nombre des cordons qui soutiennent les poulies mobiles, ou dans le cas de la figure* 8, *comme* 1 *est à* 3.

DU PLAN INCLINÉ.

Soit AB (*fig.* 9), un plan incliné. Menons l'horizontale AC et la verticale BC. AB sera la *longueur* du plan incliné, BC sa *hauteur* et AC sa *base.* Supposons qu'un corps dont le poids est représenté en direction par la ligne PF soit maintenu en équilibre sur le plan incliné par une force Q, et

admettous, ce qui est le cas le plus favorable, que cet e force ait une direction parallèle au plan incliné. Pour l'équilibre, il faut que les deux forces P et Q aient une résultante perpendiculaire au plan AB, ce qui donne :

P : Q :: sin QFN : sin PFN :: AB : BC,

c'est-à-dire que *le poids du corps est à la puissance qui e retient en équilibre, comme la longueur du plan incliné est à sa hauteur.*

Si la force Q était horizontale, on aurait :

P : Q :: AC : BC.

DU COIN.

Le coin est un prisme triangulaire que l'on introduit par l'une de ses arêtes entre deux obstacles pour exercer latéralement deux efforts qui tendent à les écarter.

Par la figure 10, on peut voir que si la puissance appliquée perpendiculairement à la *tête* MN du coin est représentée par cette tête, les deux forces qui en résultent perpendiculairement aux côtés MO et NO, seront représentées par ces côtés eux-mêmes, et si ceux-ci sont égaux, l'effort sur l'un et l'autre sera égal à l'un d'eux ou à la *longueur* du coin.

DU FROTTEMENT. (1).

1) Le frottement est d'autant plus faible que les corps sont plus durs et que les surfaces frottantes sont mieux polies. C'est pourquoi on diminue le frottement par des enduits de graisse, d'huile, de graphite.

(1) Coulomb, Théorie des machines simples. — Aide-mémoire à l'usage des officiers d'artillerie, 1844.

Les graisses les plus fluides sont les meilleures pour de très-faibles pressions et les plus mauvaises pour de fortes pressions. Si les surfaces de contact sont réduites à des onglès arrondis, les graisses diminuent peu le frottement.

2) Le frottement est le plus grand possible lorsque la mouvement commence, mais dans la pratique on n'a égard qu'au frottement qui s'exerce pendant le mouvement, parce que le surcroît de force nécessaire pour vaincre le premier frottement ne doit être appliqué que pendant un instant.

D'après Coulomb, le frottement du bois de chêne au commencement du mouvement est au frottement durant le mouvement comme 9,5 : 2,2. Pour les métaux les deux frottements sont, au contraire, presque égaux, surtout lorsqu'on n'emploie pas d'enduit.

3) Le frottement augmente en raison directe de la pression exercée sur les corps frottants. Le rapport de la pression au frottement dépend entièrement de la nature des corps frottants et des graisses qu'on emploie.

4) Le frottement est d'autant plus faible que les surfaces de contact sont plus petites.

5) Le frottement varie avec la vitesse des corps frottants.

6) Toutes choses égales d'ailleurs, le frottement est plus considérable entre des corps homogènes qu'entre des corps hétérogènes.

7) Entre deux métaux le frottement atteint son maximum en un instant; entre un métal et le bois, il faut, pour que le maximum soit atteint, quelques minutes de repos, et entre deux pièces de bois, quelques jours.

FROTTEMENT DES SURFACES PLANES :

1° LORSQU'ELLES ONT ÉTÉ QUELQUE TEMPS EN CONTACT ; 2° LORSQU'ELLES SONT EN MOUVEMENT.

DÉSIGNATION DES CORPS.	Dispositions des fibres.	État des surfaces.	Rapport du frottement à la pression. 1° contact	2° mouvement.
Chêne sur chêne.	Parallèles.	Sans enduit.	0,62	0,48
	Parallèles	Savon sec.	0,44	0,16
	Perpendiculaires.	Sans enduit.	0,54	0,34
	Perpendiculaires.	Mouillées d'eau.	0,71	0,25
	Bois de bout sur bois à plat.	Sans enduit.	0,43	0,19
Chêne sur orme.	Parallèles.	Id.	0,38	»
	Id.	Id.	0,69	0,43
Orme sur chêne.	Id.	Savon sec.	0,41	»
	Perpendiculaires.	Sans enduit.	0,37	0,45
Frêne, sapin, hêtre, sorbier sur chêne.	Parallèles.	Id.	0,55	0,36 à 0,40
		Id.	0,61	0,30 à 0,35
Cuir tanné sur chêne.	Cuir à plat.	Id.	0,43	0,30 à 0,35
	Cuir de champ.	Mouillées d'eau.	0,79	0,29
Courroie ou cuir noir corroyé. — Sur surface plane en chêne.	Parallèles.	Sans enduit.	0,74	0,27
Courroie ou cuir noir corroyé. — Sur tambour en chêne.	Perpendiculaires.	Id.	0,47	»

Digitized by Google

Corde de chanvre sur chêne.	Parallèles.	Id.	0,80	0,52
	Perpendiculaires.	Mouillées d'eau.	»	0,33
Fer sur chêne.	Parallèles.	Sans enduit.	0,62	0,62
	Id.	Mouillées d'eau.	0,65	0,26
	Id.	Savon sec.	»	0,21
Fonte sur chêne.	Id.	Sans enduit.	»	0,49
	Id.	Mouillées d'eau	0,65	0,22
	Id.	Savon sec.	»	0,19
Cuivre jaune sur chêne.	Id.	Sans enduit	0,62	0,62
Cuir de bœuf pour garniture de piston, sur fonte.	A plat ou de champ.	Mouillées d'eau	0,62	0,36
		Huile, suif ou saindoux.	0,12	»
Cuir noir courroyé ou courroie sur poulie en fonte.	A plat.	Sans enduit.	0,28	»
		Mouillées d'eau.	0,38	»
Fonte sur fonte.	Id.	Sans enduit.	0,16	0,15
Fer sur fonte.	Id.	Id.	0,19	0,18
Chêne, orme, charme, fer, fonte, bronze, deux à deux l'un sur l'autre.	Id.	Suif.	0,10	0,07 à 0,08
		Huile ou saind.	0,15	
Bronze sur bronze.	Id.	Sans enduit.	»	0,20
Bronze sur fonte.	Id.	Id.	»	0,22
Bronze sur fer.	Id.	Id.	»	0,16
Pierre calcaire dure sur calcaire oolithique.	Id.	Id.	0,75	0,67
Brique sur calcaire oolithique.	Id.	Id.	0,67	0,65
Chêne sur calcaire oolithique.	Bois de bout.	Id.	0,63	0,58
Fer sur calcaire oolithique.	Id.	Id.	0,49	0,09

Digitized by Google

FROTTEMENT DES TOURILLONS EN MOUVEMENT SUR LEURS COUSSINETS.

DÉSIGNATION.	ÉTAT DES SURFACES.	Rapport du frottement à la pression, lorsque l'enduit est renouvelé. A la manière ordinaire.	D'une manière continue.
Tourillons en fonte sur coussinets en fonte.	Enduites d'huile d'olive, saindoux, suif ou camb. mou.	0.07 à 0.08	0.054
	Mêmes enduits et mouillées d'eau	0.08	•
	Enduites d'asphalte	0.054	•
	Onctueuses, onctueuses et mouillées d'eau	0.14	•
Tourillons en fonte sur coussinets en bronze.	Enduites d'huile d'olive, saindoux, suif ou camb. mou.	0.07 à 0.08	0.054
	Onctueuses, onctueuses et mouillées d'eau	0.16	•
	Très-peu onctueuses	0.19	•
	Sans enduit	0.18	•
Tourillons en fonte sur coussinets en bois de gaïac.	Enduites d'huile ou saindoux	•	0.090
	Onctueuses d'huile ou saindoux	0.10	•
	Onctueuses de saindoux et plombagine	0.14	•
Tourillons en fer sur coussinets en fonte.	Enduites d'huile d'olive, saindoux, suif ou camb. mou.	0.07 à 0.08	0.054
Tourillons en fer sur coussinets en bronze.	Enduites d'huile d'olive, saindoux, suif ou camb. mou.	0.07 à 0.08	0.054
	Enduites de cambouis ferme	0.09	•
	Onctueuses et mouillées d'eau	0.19	•
	Très-peu onctueuses	0.25	•
Tourillons en fer sur coussinets en gaïac.	Enduites d'huile ou de saindoux	0.11	•
	Onctueuses	0.19	•
Tourillons en bronze sur coussinets en bronze.	Enduites d'huile	0.10	•
	Enduites de saindoux	0.09	•
Tourillons en bronze sur coussinets en fonte.	Enduites d'huile ou de suif	•	0,045 à 0,052
Tourillons en gaïac sur coussinets en fonte.	Enduites de saindoux	0.12	•
	Onctueuses	0.15	•
Tourillons en gaïac sur coussinets en gaïac.	Enduites de saindoux	•	0.07

En multipliant la pression supportée par les surfaces à un état donné par les rapports des deux tableaux ci-dessus, on aura le frottement.

Quantité de travail consommée en une seconde par le frottement des surfaces planes : Nfe k.m.; N, pression ; *f*, rapport du frottement à la pression, correspondant aux surfaces ; *e*, espace dont les surfaces ont glissé l'une sur l'autre.

Quantité de travail consommée en une seconde par le frottement des tourillons : 6,28 *nf* Nr k.m.; N, pression exercée sur les coussinets en tenant compte du poids de l'arbre et de son équipage, de l'effort de la puissance et de la résistance ; *f*, rapport du frottement à la pression correspondant à l'état des corps ; *r*, rayon du tourillon ; *n*, nombre de tours par seconde.

Quantité de travail consommée en une seconde par le frottement des pivots : 4,19 *nf* Nr k.m. Mêmes notations.

Pression supportée par un axe de rotation. Si toutes les forces agissent verticalement, ajouter le poids de l'arbre et de son équipage aux forces qui agissent de haut en bas ; retrancher celles qui agissent de bas en haut. S'il y a des forces verticales et d'autres horizontales, faire les sommes des groupes avec le poids de l'arbre et de son équipage ; ajouter les 0,96 de la plus grande somme aux 0,4 de la plus petite. Si l'on ignore quelle est la plus grande, prendre les 0,83 du tout. Décomposer les forces inclinées.

DES VIS.

Les vis sont engendrées par le mouvement d'un rectangle ou d'un triangle isocèle autour d'un cylindre plein qu'on

Digitized by Google

nomme noyau, et qui parcourt en s'élevant des hauteurs proportionnelles aux arcs décrits autour du noyau. Dans ce mouvement chaque point de la ligne supérieure du rectangle ou du triangle décrit une hélice. On appelle hélice moyenne celle qui est décrite par le point milieu, et la distance de ce point à l'axe que nous désignerons par r est le rayon moyen. On appelle pas de la vis la hauteur dont le profil générateur s'est élevé après une révolution autour de l'axe; nous le désignerons par h. La vis peut être fixe et l'écrou mobile, ou bien la vis peut être mobile et l'écrou fixe. Dans le dernier cas la résistance utile peut être représentée par un poids P suspendu à la vis, et dans le premier par un poids suspendu à l'écrou. Dans les deux cas le travail de la puissance est donné, pour les vis à filets rectangulaires, par la formule.

$$2\pi R F = P h + f P \frac{h^2 + 4\pi^2 r^2}{2\pi r - f h},$$

P, h et r ayant les significations que nous avons données, f étant le rapport du frottement à la pression et qui dépend de la nature des substances de la vis et de l'écrou, F l'effort moteur et R son bras de levier, ou plutôt la distance du point d'application de cet effort à l'axe.

Si la vis est en fer et l'écrou en laiton, on a $f = 0,17$.

Quand la vis est à filets triangulaires, le travail de la puissance est donné par la formule

$$2\pi R F = P h + \frac{f}{m} P \frac{h^2 + 4\pi^2 r^2}{2\pi r - f h},$$

m étant le rapport de la hauteur du triangle générateur à son côté.

Le frottement des filets est considérable surtout dans les vis triangulaires, car en donnant des dimensions convenables aux différentes parties de la vis, c'est-à-dire en faisant la saillie du filet rectangulaire égale au tiers du rayon du noyau, ou égale à la moitié du pas h, etc., on trouve que, dans la vis rectangulaire, il faut pour vaincre le frottement des filets un travail qui est presque double de celui que demande le travail utile, et dans les vis triangulaires le travail absorbé par le frottement des filets est au moins 3 1/2 fois le travail utile. Ainsi dans le premier cas le travail de la puissance devrait être à peu près trois fois aussi grand qu'il serait s'il n'y avait pas de frottement, pour produire un effet déterminé, et dans le second cas il devrait être environ 4 1/2 fois aussi grand.

FROTTEMENT DES AUTRES MACHINES SIMPLES.

Frottement sur un plan incliné lorsque le corps doit rester naturellement en repos. Tang $a = f$; a, angle d'inclinaison du plan sur l'horizon; f, rapport du frottement à la pression pour les surfaces en contact.

Frottement sur un plan incliné, le corps étant tiré du bas en haut par une force tendant à le faire monter. P $(\cos b + f \sin b) = Q (\sin a + f \cos a)$; a, angle du plan avec l'horizon; b, angle de la force avec le plan incliné; Q, poids du corps; P, effort capable de produire le mouvement ou d'entretenir un mouvement uniforme; f, rapport du frottement à la pression pour les surfaces en contact.

Frottement sur un plan incliné, le corps tiré par une force horizontale tendant à le faire monter. P $(1 + f \tan a) = Q (\tan a + f)$; $b = a$, mêmes notations.

Digitized by Google

Frottement sur un plan incliné, le corps poussé pour le faire monter. $P(\cos b - f \sin b) = Q(\sin a + f \cos a)$. Si la force est horizontale $P(1 - f \tan a) = Q(\tan a + f)$.

Frottement du coin. $N[(1 - ff')\sin c + (f + f')\cos c] = P(\sin a - f \cos a)$; $N'[(1 - ff')\sin c + (f + f')\cos c] = P(\sin b - f \cos b)$; N, N', pressions exercées par les côtés du coin ; f, f', coefficients du frottement relatifs à ces faces; a, b, angles du profil; c, au tranchant.

Frottement du treuil horizontal. $P[R - f_1 r'(0{,}96 \cos a + 0{,}4 \sin a)] = (Q + K)r + 0{,}96 f_1 r'(M + Q)$; r, rayon du cylindre ; R, rayon de la roue ; r', rayon des tourillons; K, résistance provenant de la raideur de la corde ; f_1, valeur de $\frac{f}{\sqrt{1 + f^2}}$; f, coefficient du frottement; M, poids du treuil.

Frottement du cabestan vertical. $PR = (Q + K)r + f_1 r' Q + \frac{2}{3} f M r'$.

Frottement de la poulie fixe. $T[r - f_1 r'(0{,}96 \cos a + 0{,}4 \sin a)] = (T' + K)r + f_1 r'[(0{,}96 \cos a - 0{,}4 \sin a)T' + (0{,}96 \cos b - 0{,}4 \sin b)m]$; T, T', tensions de la corde sur laquelle agissent P et Q; a, angle des directions de T et T' avec la droite tirée du centre de la poulie à leur point de concours; b, angle de la direction du poids de la poulie avec cette droite; m, poids de la poulie ; r, son rayon ; r', rayons des tourillons.

Frottement de la poulie mobile. $Tr = (T' + K)r + f_1 r' Q$. — Q, charge totale.

Frottement des moufles à poulies égales. Pour une poulie quelconque : $T = \frac{T'(r + f_1 r')}{r - f_1 r'} + \frac{Kr}{r - f_1 r'}$; faisant $\frac{Kr}{r - f_1 r'} = \alpha$, et $\frac{r + f_1 r'}{r - f_1 r'} = \beta$: $T = \alpha + \beta t'$. $Q = t_1 + t_2 + t_3 \ldots t_n$; $t^{n+1} = \alpha + \beta\, t_n = \alpha\left(\frac{n\,\beta^n}{\beta^n - 1} - \frac{1}{\beta - 1}\right) + \frac{(\beta - 1)\,\beta^n}{\beta^n - 1}$ Q; Q, charge de la chape inférieure du palan, y compris son équipage ; $t_1, t_2, t_3, \ldots t_{n+1}$, tensions des cordons.

Frottement des moufles à poulies inégales. $t_2 = \alpha + \beta t_1$; $t_3 = \alpha_1 + \beta_1\, t_1$; ... $t_{n+1} = \alpha_{n-1} + \beta_{n-1}\, t_1$; $Q = t_1 + t_2 + t_3 + \ldots + t_n = \alpha + \alpha_1 + \alpha_2 + \ldots + \alpha_{n-2} + (1 + \beta + \beta_1 + \ldots + \beta_{n-2})\, t_1$; mêmes notations.

Quantité de travail consommée en une seconde par le frottement des engrenages : $0{,}329\, n\, f\, Q\, \frac{m + m'}{mm'}\, r$ k.m. ; n, nombre de tours de la roue conduite, par minute ; Q, effort moyen transmis à cette roue ; f, rapport du frottement à la pression pour les dents en contact ; m et m', nombres de dents des roues ; r, rayon du cercle primitif. Voir l'article *Engrenages*.



TRANSMISSION DU MOUVEMENT AU MOYEN DE COURROIES SANS FIN.

La transmission du mouvement d'un axe à un autre au moyen de courroies en cuir repose entièrement sur le frot-

tement produit par leur tension sur les poulies ou tambours autour desquels on les fait mouvoir. Plus les courroies sont tendues, mieux le mouvement est transmis, et plus aussi il se perd de force par le frottement. Si la force à transmettre par les courroies augmente, le frottement doit augmenter aussi, et si, dans ce cas, la tension des courroies reste la même que précédemment, on doit augmenter la surface de frottement, ou ce qui revient au même, la largeur des courroies.

Si nous voulons donner un mouvement dont la force nécessaire soit représentée par 7 et que la largeur de la courroie soit représentée par un nombre, par exemple 10, et par une vitesse 100, il est évident que pour transmettre une force double, il nous faudra 20 de largeur avec 100 de vitesse ou 10 de largeur avec 200 de vitesse, ou enfin qu'il nous faudra une largeur et une vitesse telles, que leur produit, comparativement au premier, soit dans le rapport de 2 à 1; d'où nous devons conclure que les forces à transmettre sont entre elles comme les produits des largeurs des courroies multipliées par leurs vitesses. Nommant donc f une force connue prise pour base; l une largeur connue et v une vitesse connue, prises également pour bases; nommant aussi f' une force quelconque, l' une largeur et v' une vitesse dont le produit soit relatif à cette force quelconque, nous aurons la proportion suivante $f : f' :: lv : l'v'$, ou $f'lv = fl'v'$.

L'expérience a démontré que la force de 6 hommes ou d'un cheval se transmet très-bien avec une largeur de 3 pouces et 500 pieds de vitesse par minute, sur une poulie

à demi embrassée. (Bulletin de la Société de Mulhouse, nº VI.)

EXEMPLE. Quelle doit être la largeur d'une courroie qui, au moyen d'un tambour de 6' de diamètre, transmet une force de 3 1/2 chevaux-vapeur a un axe dont la vitesse est de 75 tours par minute?

Comme la vitesse du tambour est = 3,1416 . 6 . 75 = 1414', la largeur de la courroie devra être = 3" . 3 1/2 . $\frac{500}{1414}$ = 3 2/4' environ.

Au moyen de cette règle on trouvera des largeurs très-faibles pour les courroies qui doivent transmettre de petits effets et de grandes vitesses. Il convient, toutefois, de ne pas leur donner moins de 2" de largeur pour qu'elles ne quittent pas les rouleaux, et alors elles n'ont pas besoin d'être fortement tendues, ce qui prolonge leur durée. Rarement on donne aux courroies plus de 10 à 12" de largeur. Au lieu d'employer des courroies aussi larges, on se sert d'engrenages qui assurent mieux la transmission du mouvement, absorbent moins de force et sont plus faciles à entretenir.

DE LA RAIDEUR DES CORDES (1).

Table pour déterminer la raideur des cordes à trois torons non goudronnées.

1) Cordes de 12 1/2 lignes (de France) de circonférence et de 6 fils de caret.

Poids qui tend les cordes, en livres de France.	CORDE SÈCHE. Diamètre des rouleaux autour desquels la corde a été pliée			CORDE MOUILLÉE. Diamètre des rouleaux.	
	1"	2"	4"	2"	4"
25	2	—	—	—	0,5
125	11	4	—	4,5	2,2
225	17	6,5	—	7	3
425	31	12	5,7	11	5,1
625	43	15	7,2	14	6,5
1025	—	—	11	—	—
2) Corde de 20 lignes de circ. et de 15 fils de caret.					
25	7	3,2	1,7	5	2
125	22	9	5	11	4,5
225	30	17	7	17	—
425	65	31	13	28	10
625	92	41	16,7	38	15
1025	—	—	27	—	23
3) Cordes de 28''' de circ. et de 30 fils de caret.					
25	11	5	—	2,5	9
125	21	8,5	—	55	13
225	29	14	—	45	17
425	47	23	—	64	26
625	67	31	—	82	35
1025	—	50	34	—	5,4

Il résulte de cette table que la raideur d'une corde est en

(1) *Voir* Coulomb, Théorie des machines simples.

raison directe du poids qui la tend, et en raison inverse du diamètre des rouleaux. On peut admettre en outre que les raideurs des deux cordes sont entre elles comme les carrés de leurs diamètres.

Au moyen de la formule suivante on peut facilement calculer la raideur d'une corde pour une tension Q :

$$R = \frac{a + b\,Q}{D},$$

D étant le diamètre du rouleau en mètres, b la raideur de la corde pour chaque kilogr. de tension, et a une quantité constante que l'on doit faire entrer en compte pour l'accord avec l'expérience.

Les valeurs de a et de b sont données par la table suivante :

DÉSIGNATION.	Poids de la corde pour 1 mètre de longueur.	Valeur de a en kil.	Valeur de b en kil.
Cordes non goudronnées de	kil.	kil.	kil.
30 fils de caret	0,288	0,2225	0,0097
15 »	0,145	0,0635	0,0055
6 »	0,052	0,0106	0,0024
Cordes goudronnées de			
30 fils de caret	0,333	0,3496	0,01255
15 »	0,163	0,1059	0,00606
6 »	0,069	0,2121	0,0026

Les valeurs de a sont doubles lorsque les cordes blanches sont mouillées, celles de b ne changent pas

Exemple. Déterminer la raideur d'une corde goudronnée

de 45 fils de caret, qui est pliée autour d'un rouleau de 54 centimètres et porte une charge de 3916 kil.

Pour une corde de 30 fils de caret, on aurait :

$$R \quad \frac{1}{54}(0,33 + 0,01255 \,.\, 3916) = 91,65 \text{ k.},$$

et comme les raideurs de deux cordes sont en raison directe des carrés de leurs diamètres, nous aurons pour la raideur d'une corde de 45 fils de caret,

$$R = 91,65 \text{ kil.} \times \left(\frac{45}{30}\right)^2$$

$$= 91,65.\ \frac{9}{4} \text{ kil.}$$

$$= 206,21 \text{ kil.}$$

Tension de la puissance dans les palans :

$$P = a'\left(\frac{n\, b'^n}{'^n - 1} - \frac{1}{b' - 1}\right) + \frac{(b' - 1)\, b'^n}{b'^n - 1} Q;$$

$$a' = \frac{a}{2\,(R - fr)};\ b' = \frac{R + fr + \frac{1}{2} b}{R - fr};$$

R, rayon de la poulie, y compris le diamètre de la corde; r, rayon de l'œil des poulies; f, rapport du frottement à la pression pour l'axe et les poulies, égale 0,15 ordinairement; a et b, constantes du tableau précédent; n, nombre de brins, non compris le garant ou celui sur lequel agit la puissance.

DÉTERMINATION DE L'EFFET UTILE AU MOYEN DU DYNAMOMÈTRE DE PRONY.

Cet appareil, remarquable par sa simplicité, ne permet pas seulement de déterminer l'effet utile d'une roue hydrau-

lique, d'une machine à vapeur, etc., avec une exactitude suffisante pour pouvoir le comparer avec l'effet théorique de ces moteurs, mais il fait connaître aussi la quantité d'action nécessaire pour mettre certaines machines en train, pour exécuter certains travaux, pour compenser les pertes dues à la transmission du mouvement, aux frottements et à d'autres résistances.

Cet appareil, dont le principe consiste à absorber la force d'un arbre tournant par le frottement, et à déterminer le moment de ce dernier, se compose de deux pièces de bois évidées que l'on serre, à l'aide de boulons, autour de l'arbre, et dont l'une est pourvue d'un levier susceptible d'être chargé de poids à son extrémité.

Les deux pièces de bois étant serrées solidement sur l'arbre, si le levier n'est pas chargé de poids, l'arbre l'entraînera dans son mouvement avec sa vitesse ordinaire. Mais si l'on suspend à l'extrémité du levier un poids P capable de le maintenir dans une position horizontale, tandis que l'arbre tourne dans l'enveloppe formée par les deux pièces de bois, on pourra mesurer l'effet utile de l'arbre au moyen de ce poids P multiplié par la vitesse qu'il aurait en tournant avec l'arbre. Si donc nous désignons par m la distance de l'axe de rotation au point où le poids se trouve suspendu, et par n le nombre de tours que fait l'arbre dans ce cas par minute, l'effet utile aura pour expression $2\pi mn$ P.

Exemple. Le bras de levier du dynamomètre est 4 m. L'arbre auquel il est appliqué tourne à vide, c'est-à-dire sans faire travailler de machine, et fait 15 tours par minute. Enfin le poids nécessaire pour maintenir le levier dans une

position horizontale, tandis que l'arbre tourne avec cette vitesse, est de 150 k. Quel est l'effet utile de l'arbre?

On aura : $2\pi mn\,P = 2 \,.\, 3{,}1416 \,.\, 4^m \,.\, 15 \,.\, 150 =$ 56549 k.m. par minute $= 12\ 1/2$ chevaux-vapeur.

Si l'on serre plus ou moins le frein, ce qui exigera des poids plus ou moins forts pour maintenir le levier dans une position horizontale, et que l'on marque chaque fois le nombre de tours faits par l'arbre afin de calculer l'effet utile d'après la formule précédente, on pourra trouver la vitesse de rotation qu'il convient de donner à l'arbre pour que l'effet utile soit un maximum.

Supposons qu'en serrant le frein plus fortement que dans l'expérience précédente, on rende nécessaire l'emploi d'un poids de 162 k. au lieu de 150 k., pour empêcher le levier d'être entraîné dans le mouvement de l'arbre. Supposons en outre que l'arbre ainsi serré fasse 13 tours. L'effet utile sera dans ce cas

$$= 2 \,.\, 3{,}1416 \,.\, 4 \,.\, 13 \,.\, 162 =$$

$$52930 \text{ k. m.} = 11\frac{3}{4} \text{ chevaux-vapeur.}$$

Par conséquent la vitesse primitive de 15 tours par minute sera plus avantageuse pour le moteur que celle de 13 tours.

Si maintenant nous faisons travailler, au moyen de l'arbre, diverses machines, telles que la machine à transmission, des métiers à tisser, etc., prises successivement une à une, deux à deux, etc., et que nous déterminions chaque fois la force qui reste encore disponible, nous trouverons la quantité d'action absorbée par chacune de ces machines, prises isolément ou deux à deux, trois à trois, etc. (Bulletin de la Société de Mulhouse, t. II.)

CALCUL DU MOULIN A MEULES DE WETTEREN (BELGIQUE [1]).

DONNÉES.

Diamètre des meules. 2m,600
Épaisseur. 0m,330
Poids d'une meule.. . . . . 4940 k.
Poids de l'essieu. . . . . 1250 k.
Poids de l'arbre vertical et de l'appareil pour atteler les chevaux. . . . . 300 k.
Rayon du pivot de l'arbre vertical. 0m,025
Rayon de la fusée à l'endroit où elle perce la meule.. . . . . 0m,050
Distance du milieu de l'œil de la meule à l'axe de l'arbre vertical : meule la plus proche. . 0m,670
Distance du milieu de l'œil de la meule à l'axe de l'arbre vertical : meule la plus éloignée. . 0m,930
Rayon de la circonférence que le cheval parcourt. 4m,000
Nombre de révolutions que les meules font dans une minute autour de l'arbre vertical. . . 3
Charge mise sur la table.. . . . . 25 k.
Durée de la trituration. . . . . 5 h.

Le travail du moteur est égal aux travaux des composantes de la force motrice transmises par les fusées aux points milieux des boîtes, ajoutés au travail du frottement du pivot dans sa crapaudine.

Le travail du frottement du pivot $= t$, peut se calculer d'après la formule $2/3\ f\ Nrv$, dans laquelle les lettres ont les significations qui suivent :

[1] Traité de la fabrication de la poudre, par le colonel Timmerhans.

Google

f, coefficient du frottement. . . . . . . $0^m,24$
N, poids de l'arbre vertical et de l'appareil de l'attelage. . . . . 1350 k.
r, rayon du pivot. . . . . $0^m,025$
v, vitesse angulaire de l'arbre vertical $= \frac{3.2\pi}{60} = 0^m,314$
D'où nous tirons $t = 1,95$ k.m.

Travaux transmis par les fusées aux points milieux des boîtes, t' et t''.

Les vitesses de rotation de ces points sont :
Pour la meule la plus rapprochée $v \cdot 0,67 = 0,2104$
» éloignée $v \cdot 0,93 = 0,2920$

Soient maintenant :
x la force transmise à la meule la plus rapprochée ;
y » éloignée.

Et partant les travaux de x et de y, $0,210\ x$ et $0,292\ y$, l'on aura :

Travail du moteur $T = 1,95 + 0,210\ x + 0,292\ y$.

Or, l'effort que le cheval de manége exerce d'une manière continue étant 45 k., on trouve le travail du moteur

$T = 45 \frac{3.2\pi.4}{60} = 56,52$ k. D'où

(1). . . . $T = 56,52 = 1,95 + 0,210\ x + 0,292\ y$.

Dans cette équation les forces x et y restent encore indéterminées ; mais comme les résistances respectives des meules sont égales entre elles, les forces motrices qui des meuvent sont comme les vitesses des meules ou comme les distances des points milieux des œils à l'axe de rotation ; donc

(2). . . . $x : y :: 0,67 : 0,93$

En combinant les équations (1) et (2), on trouve

$$x = 88{,}7 \text{ et } y = 123{,}1.$$

Le travail utile est maintenant facile à trouver : en effet il est égal au travail du moteur moins la somme des travaux des frottements du pivot de l'arbre vertical et des fusées de l'essieu contre les boites des meules.

Pour évaluer les travaux des frottements dûs aux pressions x et y, il faut connaître les chemins parcourus en une seconde par les points d'application de ces pressions ; or, les révolutions que les meules achèvent en une seconde autour de leurs axes étant $\frac{3 \,.\, 2\pi \,.\, 0{,}67}{60 \,.\, 2\pi \,.\, 1{,}3} = 0{,}02577$ et $\frac{3 \,.\, 2\pi \,.\, 0{,}93}{60 \,.\, 2\pi \,.\, 1{,}3} = 0{,}03577$, l'on a pour les vitesses des points d'application des pressions x et y, $0{,}02577 \,.\, \pi \,.\, 0{,}1 = 0{,}0081$ et $0{,}03577 \,.\, \pi \,.\, 01 = 0{,}0112$, et partant pour les travaux des frottements des fusées contre les boites :

A la meule la plus rapprochée de l'axe $t = fx \,.\, 0{,}0081 = 0{,}085 \,.\, 88{,}7 \,.\, 0{,}0081 = 0{,}061$;

A la meule la plus éloignée de l'axe $t' = fy \,.\, 0{,}0112 = 0{,}117$.

En retranchant du travail du moteur 56,52, les travaux nuisibles qui sont respectivement 1,95 et 0,178, on a le travail cherché = 54,40 k.m., ce qui fait 0,96 du travail moteur ; mais la perte est réellement supérieure à 0,04, parce que les meules n'agissent pas seulement par la pression, mais encore par choc et par torsion

DE LA CHUTE DES GRAVES.

L'expérience et la théorie démontrent les propositions suivantes :

1) Les espaces parcourus par un grave croissant, pour chacune des unités de temps qui suivent, comme les nombres impairs 1,3,5,7,9, etc., c'est-à-dire que, si l'on divise toute la durée de la chute en quatre parties égales, par exemple, et que le corps parcoure pendant la première partie du temps un espace = *a*, les espaces parcourus pendant les parties suivantes, seront respectivement 3 *a*, 5 *a*, 7 *a*.

2) Les espaces parcourus sont comme les carrés des temps, ou en d'autres termes, si un corps tombe pendant un temps 2 ou 3 fois plus long, l'espace qu'il parcourt sera 4 ou 9 fois plus grand.

En effet, si, dans le premier instant, l'espace parcouru = *a*, et dans le second = 3 *a*, il sera pour les deux = 4 *a*.

3) Un corps qui tombe librement exige une seconde pour parcourir

15,1 pieds de Paris,
ou 15,625 (15 5/8) pieds de Rhin,
» 16,1 pieds anglais,
» 17,277 pieds de Leipzig,
» 16,548 pieds de Suisse,
» 17,116 pieds de Wurtemberg,
» 4,9044 mètres.

Pendant deux secondes, il parcourra 4 × 15' ou environ 60 pieds de Paris, ou 64 pieds anglais ; pendant une demi-seconde, il ne parcourra que 15/4 pieds de Paris, ou 4 pieds anglais.

Le nombre 15,1 pieds de Paris (ou ses équivalents) s'appelle *nombre de Galilée* et se désigne, dans les formules, par $1/2\, g^1$.

Le nombre 15, 1 pieds de Paris (ou ses équivalents) s'appelle *nombre de Galilée* et se désigne, dans les formules, par $1/2\, g^1$.

4) La vitesse acquise à la fin de la chute est telle que, si elle restait uniforme, le corps traverserait pendant le même temps un espace double. Ainsi g (= 30 pieds de Paris = $9^m,8088$ = 31 1/4 pieds du Rhin = 52 pieds anglais) est la vitesse acquise au bout d'une seconde, ou l'espace parcouru pendant une seconde de chute.

[1] L'observation et le calcul ont également démontré que l'intensité de la pesanteur augmentait à la surface de la terre avec la latitude λ et que sur une même verticale elle diminuait avec l'élévation e au-dessus de cette surface considérée comme le prolongement de la surface de la mer.

g' étant la gravité en un lieu quelconque, e l'élévation de ce lieu au-dessus du niveau de la mer, r le rayon du sphéroïde terrestre, à ce même niveau et dans ce lieu, la loi de ces doubles variations est exprimée par :

$$g = 9^m,8051\,(1 - 0,00284\cos\lambda)\left(1 - \frac{2e'}{r}\right),$$

$$r = 6366407^m\,(1 + 0,00164\cos 2\lambda)).$$

Si, par exemple, $\lambda = 42°, 57', 45''$, et $e = 368^m,368$, nous aurons :

$$r = 6367144^m,44 \text{ et } g' = 9,801962,$$

vitesse qui diffère de $0^m,007$ de celle que l'expérience a donnée pour Paris; mais généralement on peut se dispenser de tenir compte de ces faibles différences et nous prendrons comme pour Paris $g = 9^m,808$.

5) Les vitesses finales croissent comme les temps, d'après la formule $v = gt$, dans laquelle v désigne la vitesse acquise au bout du temps t.

6) Ces lois s'appliquent également au cas où le corps glisse le long d'un plan incliné, avec cette seule différence que les espaces parcourus sont moindres dans le rapport de la hauteur verticale à la longueur du plan incliné.

7) Dans tout ce qui précède nous avons fait abstraction de la résistance de l'air et du frottement. La première diminue d'autant plus la vitesse de la chute que le corps tombe d'une plus grande hauteur et que sa pesanteur spécifique est moindre. Quant au frottement, il agit presque exclusivement contre les corps qui glissent le long d'un plan incliné.

CHUTE RETARDÉE.

La chute d'un corps est ralentie toutes les fois qu'une force retardatrice contrarie le mouvement. Si l'on suspend, par exemple, deux poids inégaux aux extrémités d'une corde roulée autour d'un treuil, le corps le plus pesant descendra, mais l'espace qu'il parcourra sera moindre que celui d'un corps libre dans le rapport de $(P - p) : (P + p)$, P et p désignant respectivement le grand poids et le petit poids suspendus à la corde.

EXEMPLE. Avec quelle vitesse descendra le poids $P = 100$ liv., s'il se trouve suspendu à l'autre extrémité un poids $p = 50$ liv.

En représentant par 1 la vitesse du corps libre, nous aurons pour celle du corps soumis à la force retardatrice :

$$x = \frac{P - p}{P + p} = \frac{50}{150} = 1/3.$$

Google

Dans ce calcul on n'a tenu compte ni du frottement ni de la raideur des cordes.

FORMULES GÉNÉRALES.

Pour le cas où l'on fait abstraction de la résistance de l'air, on a les formules suivantes, dans lesquelles

g = le double de l'espace parcouru en une seconde,
h = la hauteur de la chute,
t = le temps en secondes et
v = la vitesse finale.

1) $v = \frac{2h}{t}$ 2) $v = gt$ 3) $v = \sqrt{2gh}$

4) $h = \frac{vt}{2}$ 5) $h = \frac{1}{2} g t^2$ 6) $h = \frac{v^2}{2g}$

7) $t = \frac{2h}{v}$ 8) $t \sqrt{\frac{2h}{g}}$ 9) $t = \frac{v}{g}$

Si l'on met pour g sa valeur, la formule 6 donnera :

$h = 0{,}0165\, v^2$ pieds de Paris.
$h = 0{,}0155\, v^2$ » anglais.
$h = 0{,}0160\, v^2$ » du Rhin.
$h = 0{,}0143\, v^2$ » de Leipzig.
$h = 0{,}0153\, v^2$ » de Suisse.
$h = 0{,}0146\, v^2$ » de Wurtemberg.
$h = 0{,}0509\, v^2$ mètres.

La formule 3 donnera de même :

$v = 7{,}772 \sqrt{h}$ pieds de Paris, $= \sqrt{60{,}4\, h}$.
$v \quad 8{,}025 \sqrt{h}$ pieds anglais, $= \sqrt{64{,}3\, h}$.
$v = 7{,}88 \sqrt{h}$ pieds du Rhin, $= \sqrt{61{,}5\, h}$.
$v = 8{,}357 \sqrt{h}$ pieds de Leipzig, $= \sqrt{69{,}3\, h}$.

$v = 8{,}086 \sqrt{h}$ pieds de Suisse, $= \sqrt{65{,}4\ h}$.
$v = 8{,}275 \sqrt{h}$ pieds de Wurtemberg, $= \sqrt{68{,}47\ h}$.
$v = 4{,}429 \sqrt{h}$ mètres, $\sqrt{19{,}62\ h}$.

Enfin la formule 9 donnera :

$t = 0{,}0551\ v$ (pieds de Paris).
$t = 0{,}031\ v$ (pieds anglais).
$t = 0{,}032\ v$ (pieds du Rhin).
$t = 0{,}0287\ v$ (pieds de Leipzig).
$t = 0{,}0509\ v$ (pieds de Suisse).
$t = 0{,}0502\ v$ (pieds de Wurtemberg).
$t = 0{,}1020\ v$ (mètres).

Exemples. 1) Quel espace en pieds de Paris parcourt un corps qui tombe pendant 4 1/2 secondes?

La formule 5 donne :

$$h \quad 4\ 1/2 \cdot 4\ 1/2 \cdot \frac{30'\ 2}{2} = 305{,}775.$$

2) De quelle hauteur doit tomber un corps pour acquérir une vitesse de 48' anglaises?

$$h = 0{,}0155 \cdot 48^2 = 0{,}0155 \cdot 2304 = 35'712.$$

3) De quelle hauteur (en pieds du Rhin) doit tomber un corps pour acquérir une vitesse de 11'?

$$h = 0{,}016 \cdot 11^2 = 1',936.$$

4) Quelle vitesse finale (en pieds du Rhin) acquiert un corps qui tombe d'une hauteur de 180'?

$$v = 7{,}88 \sqrt{180} = 105',592.$$

5) Combien peut-on donner de cames à un arbre qui fait 49 tours par minute et qui doit mettre en mouvement un pilon de bocard dont la levée est de 3'?

Google

Pour éviter les secousses contre le pilon, le came ne doit le saisir que lorsqu'il est entièrement retombé. Par conséquent nous devons calculer le temps nécessaire pour une chute de 3' de hauteur. Or, la formule

$$t = \sqrt{\frac{2h}{g}}, \text{ nous donne}$$

$$t = \sqrt{\frac{2 \cdot 3}{30,2}} = 0,45 \text{ secondes.}$$

On a donc pour le nombre de levées par minute $\frac{60}{0,45} = 133$, et par tour de l'arbre $\frac{133}{19} = 7$. C'est le nombre de cames qu'on peut donner à l'arbre. Comme l'arbre compris entre deux cames consécutives doit être égal à la levée du pilon ou à 3', la circonférence de l'arbre doit être $3.7 = 21'$ et son diamètre $\frac{21}{3,14} = 6' 6$.

TABLEAU DES VITESSES
DUES A DIVERSES HAUTEURS DE CHUTE.

Hauteur de chute.	Vitesse.		Hauteur de chute.	Vitesse.	
	Mètres.	Pieds de Suisse ou de Bade.		Mètres.	Pieds de Suisse ou de Bade.
0,5	3,132	5,72	4,2	9,077	18,57
0,6	3,403	6,26	4,4	9,290	16,96
0,7	3,705	6,76	4,6	9,501	17,34
0,8	3,961	7,23	4,8	9,704	17,72
0,9	4,208	7,67	5,0	9,904	18,08
1,0	4,430	8,09	5,2	10,100	18,44
1,1	4 645	8.48	5,4	10,293	18,78
1,2	4,852	8,86	5,6	10,482	19,12
1,3	5,050	9,22	5,8	10,667	19,45
1,4	5,241	9,56	8,0	10,850	19,81
1,5	5,425	9,90	7,0	11,720	21,39
1,6	5,603	10,23	8,0	12,528	22,86
1,7	5,775	10,55	9,0	13,290	24,27
1,8	5,943	10,85	10,0	14,006	25,56
1,9	6,105	11,14	11	14,690	26,82
2,0	6,264	11,43	12	15,344	28,14
2,1	6,419	11,72	13	15,971	29,15
2,2	6,570	11,99	14	16,573	30,26
2,3	6,718	12,26	15	17,155	31,32
2,4	6,862	12,52	16	17,718	32,34
2,5	7,003	12,78	17	18,263	33,34
2,6	7,143	13,04	18	18,792	34,29
2,7	7,279	13,28	19	19,308	35,25
2,8	7,412	13,52	20	19,809	36,17
2,9	7,542	13,77	25	22,147	40,43
3,0	7,672	14,07	30	24,261	44,29
3,2	7,922	14,46	35	26,205	47,81
3,4	8,167	14,91	40	28,012	51,12
3,6	8,416	15,34	45	29,698	34,25
3,8	8,634	15,76	50	31,329	57,18
4,0	8,859	16,17			

Digitized by Google

CORPS PROJETÉS VERTICALEMENT DE BAS EN HAUT.

Un corps projeté verticalement en haut exige précisément autant de temps pour monter que pour redescendre; on doit lui imprimer une vitesse égale à celle qu'il acquerra à la fin de sa chute, parce que sa vitesse, lorsqu'il s'élève, décroît de la même manière qu'elle s'accroît lorsqu'il retombe. C'est pourquoi les questions relatives aux corps projetés se résolvent au moyen des formules données pour la chute des graves, en faisant, toutefois, abstraction de la résistance de l'air.

t, temps exprimé en secondes.	$h = Vt - \frac{1}{2} gt^2$.
h, espace parcouru en mètres.	
v, vitesse en bout du temps t.	$v = V - gt$.
g, $= 9^m,80896$.	$E = \frac{V^2}{2g}$.
V, vitesse initiale.	
E, hauteur totale d'ascension.	$T = \frac{V}{g}$.
T, durée totale de l'ascension.	

EXEMPLES. 1) A quelle hauteur a dû s'élever un corps pour retomber au bout de 6 secondes?

Comme le corps exige le même temps pour s'élever que pour redescendre, la question peut être posée de la manière suivante : Quel espace parcourt un corps en tombant pendant 3 secondes? La formule 5, p. 43, donne $\frac{g\,3^2}{2} = 15,1 \cdot 9$ pieds de France $= 135,9$.

2) A quelle hauteur s'élève un corps dont la vitesse initiale est de 80' du Rhin?

Comme le corps aura la même vitesse à la fin de la re-

tombée, nous trouvons par la formule relative à la chute des corps :

$$0{,}016.80^2 - 0{,}016.6400 = 102^t{,}4.$$

LE PENDULE.

Longueur du pendule à secondes, $0^m{,}993855$, à la latitude et au niveau de l'observatoire de Paris (1[er] étage, 65 mètres au-dessus du niveau de la mer).

IV

RÉSISTANCE DES MATÉRIAUX[1].

La connaissance de la force ou de la résistance des matériaux dont se composent les diverses parties des machines, est importante pour le mécanicien comme pour le constructeur, afin qu'ils puissent donner à chaque partie la solidité requise, tout en évitant l'emploi d'un excès de matière. Aussi un grand nombre de physiciens et d'ingénieurs se sont occupés à déterminer la résistance des corps par des expériences faites avec précision. Cependant comme les résultats qu'ils ont obtenus diffèrent entre eux, ce qui peut tenir à ce que des circonstances variées et peu connues exercent de l'influence sur la cohésion, il convient de compter généralement dans la pratique sur une force beaucoup moindre que celle qui est indiquée par les expériences.

La résistance des corps peut se déterminer par la pression ou par une force vive, et dans l'un comme dans l'autre cas l'effort peut tendre à écraser, à alonger, à courber ou à tordre le corps. Comme il a été fait peu d'expériences pour déterminer la résistance des corps essayée par le choc, il

[1] Voir le *Vademecum des Mechaniker*, par Bernoulli.

Google

sera traité ici principalement de la résistance à une force de pression.

RESISTANCE A L'ÉCRASEMENT ESSAYÉE PAR UNE PRESSION.

La presse hydraulique offre le meilleur moyen de déterminer cette résistance, parce qu'elle permet de calculer la pression avec plus de facilité et d'exactitude qu'on ne le peut au moyen des autres presses.

La résistance que des corps de même forme et de même nature opposent à l'écrasement est proportionnelle à leur section transversale.

1) *Expériences de Rennie :*

a) Sur la force nécessaire pour écraser des cubes en fonte, mesures anglaises.

Cubes en fonte de 1/4" de côté. L'écrasement a eu lieu :

pour un cube pris d'une grosse barre sous une charge de	9774 liv.
pour un cube pris d'une petite barre coulée dans une position horizontale	10114 liv.
pour un cube pris d'une barre coulée debout	11136 liv.

b) Sur la force nécessaire pour écraser des cubes en bois 1" de côté.

Chêne anglais..........	3860 liv.
Pin cultivé (Weisstanne)..	1928 »
Pin d'Amérique.........	1606 »
Orme.................	1284 »

c) Sur la force nécessaire pour écraser des cubes en pierre de 1 1/2 pouce de côté.

	Pesanteur spécifique.	Poids nécessaire pour l'écrasement.
Craie		1127 liv.
Brique rouge pâle	2,085	1265
Brique rouge	2,168	1818
Brique frittée (gebrannter Ziegel)		3243
Brique de Stourbridge		3864
Grès rouge	2,316	7070
Pavé de Yorkshire	2,507	12856
Calcaire compacte	2,584	17384
Marbre blanc d'Italie	2,726	21783
Granite d'Aberdeen	2,625	24556

D'après Rondelet, la plus grande résistance d'un corps à section constante a lieu lorsque sa hauteur est égale à son épaisseur, c'est-à-dire à sa plus petite dimension. En faisant ce maximum de résistance égal à l'unité, pour les bois et le fer forgé, et en admettant que le rapport du diamètre à la hauteur soit

= 1/24, on aura : résistance = 1/2
= 1/54 » » = 1/4
= 1/108 » » = 1/16
= 1/135 » » = 1/32
= 1/162 » » = 1/64
= 1/189 » » = 1/128

Pour la fonte, le rapport sus-mentionné étant

= 1/4, on aura : résistance = 2/3
= 1/8 » » 1/2
= 1/36 » » 2/15

Rondelet donne les résultats suivants pour les bois de construction :

La hauteur étant = 1, la résistance sera = 1		
» = 12	»	= 5/6
» = 24	»	= 1/2
» = 36	»	= 1/3
» = 48	»	= 1/6
» = 60	»	= 1/12
» = 70	»	= 1/24.

2) *Corps divers de 1 millimètre carré de section.*

	Hauteur.		Maximum de résistance.
Bois de chêne ou de sapin,	1 à 2 fois l'épaisseur		0,50
» »	12 fois	»	0,25
Fer forgé............	1 à 2 fois	»	10,00
»	12 fois	»	6,25
Fonte	1 à 2 fois	»	20,00
»	4 fois	»	15,00
»	8 fois	»	10,00
»	36 fois	»	1,35

3) *Résistance d'un centimètre cube de*

Basalte....................	2000	kil.
Porphyre	2450	»
Granite.............	400—880	»
Marbre.............	300—1000	»
Calcaire............	50—147	»
Terre cuite...........	40—150	»
Gypse..............	50—72	»
Mortier après 12 mois..	30—40	»
Mortier fortement battu avant l'emploi	60	»
Fer forgé............	5000	»

Digitized by Google

Fonte	9320—25200	»
Cuivre fondu........	8360	»
Cuivre battu........	6070	»
Laiton.............	3090—23000	»
Étain...............	606— 980	»
Plomb..............	147	»

4) Fer forgé de 1^cm carrée de section, mesure française [1].

Rapport de la base à la hauteur.	Poids nécessaire pour faire fléchir la barre.	Rapport id	Poids id.
1 à 1	liv. 512 = 1	1 à 51	= 138
3	474	54	128 = 1/4
6	439	57	118 1/2
9	406	60	109 3/4
12	376	63	101 1/2
15	348	68	94
18	322	69	87
21	298	72	80 1/2
24	276	75	74 1/2
27	256 = 1/2	78	69
30	237	81	64 = 1/8
33	219 1/2	84	59 1/4
38	203	87	54 3/4
39	188	90	50 3/4
42	174	93	47
45	161	96	43 1/2
48	149	99	40 1/4

Les indications précédentes ne se rapportant qu'au poids capable d'écraser ou de briser le corps, il faut que la charge qu'on lui fait supporter soit beaucoup moindre pour qu'il conserve sa forme et ne subisse aucune inflexion.

[1] *Art de Mar*, par Rondelet.

D'après Rondelet, la charge employée doit être inférieure pour le bois à 1/5, pour les pierres de construction et pour le fer forgé à 1/10 et pour la fonte à 1/4 de celle rapportée dans les tables précédentes.

Il conseille en outre de ne pas dépasser 5 livres par ligne carrée de section pour les piliers de bois dont la hauteur est plus petite que le décuple de leur diamètre; 4 livres pour ceux dont la hauteur est égale à 15 fois le diamètre, et 3 livres pour ceux dont la hauteur égale 20 fois le diamètre.

Avant que la rupture ait lieu, la hauteur diminue de 1/3 pour un cube de bois de chêne et de 1/2 pour un cube de bois de sapin. Tout pilier dont la hauteur égale 7 à 8 fois le diamètre se courbe sous la charge avant de se rompre.

Suivant Laplace, le maximum de résistance verticale a lieu pour les sections rondes.

On doit remarquer enfin que les indications précédentes ne sont vraies que pour les corps dont les deux extrémités sont libres (*fig.* 11). Si l'une des extrémités est encastrée (*fig.* 12), et l'autre libre, le corps peut supporter une charge double de celle qui se trouve rapportée dans les tableaux précédents. Enfin cette charge peut être le quadruple si les deux extrémités du corps sont encastrées, ou si, les deux bouts étant libres, le corps est serré au milieu de sa hauteur.

Premier exemple. Trouver le diamètre que doit avoir une colonne en fonte de 3 mètres de hauteur pour pouvoir supporter une charge de 20000 kilog.

Si nous prenons 1/8 pour le rapport du diamètre à la

hauteur de la colonne, la résistance de la fonte sera, d'après la table 2, de 10 kilog. par millimètre carré de section. Cependant on ne devra prendre que le 1/4 ou 2 1/2 kilog., d'après la règle donnée plus haut.

De là il résulte que la section de la colonne sera 2000 : 2 1/2 = 8000^{mm} carrés, et si nous supposons cette section circulaire, son diamètre sera 103^{mm} = $0^{m},103$, et le rapport du diamètre à la hauteur de la colonne sera 103^{mm} : 3000^{mm} = 1 : 29.

Si nous admettons le rapport 1 : 36, la table sus-mentionnée donnera, par millimètre carré de section, seulement une charge de 1^{k} 1/3 : 4 = $1/3^{k}$, et l'on aura respectivement une section de 20000 × 1/3 = 60000^{mm} carrés, et un diamètre de 282^{mm}.

Le rapport du diamètre à la hauteur sera alors 282 : 3000 ou 1 : 13 à peu près. Comme ce rapport devrait être 1 : 36, et qu'il est par conséquent trop grand, tandis que le premier est trop faible, la moyenne entre les deux diamètres trouvés donnera, avec une approximation suffisante, le diamètre qui doit être employé, savoir :

$$\frac{282 + 103}{2} = 19 \text{ centimètres.}$$

Deuxième exemple. Une construction dont le poids est de 200000 quintaux doit être fondée sur pilotis. Les pilots que l'on veut employer sont en chêne fort, et ont 1 pied de diamètre et 10 pieds de longueur. Combien en faudra-t-il?

Les pilots, étant contenus latéralement par le sol, peuvent être chargés au maximum de 4 × 25^{k} = 2 quintaux par centimètre carré, soit de 18 quintaux par pouce carré, ce qui fait admettre une résistance de 3 3/5 quintaux.

La section des pilots étant = 78,54 pouces carrés, chacun d'eux portera

$$3\ 3/8 \times 78,54 = 282\ 3/4 \text{ quintaux;}$$

par conséquent il faudra 20000 : 282 3/4 = 707 pilots.

RÉSISTANCE LONGITUDINALE.

On peut admettre, comme une approximation, que, pour trouver la résistance d'un solide soumis à un effort de traction longitudinale, il suffit de multiplier sa section, exprimée en centimètres ou en pouces carrés, par le poids reconnu nécessaire pour rompre un corps de même nature ayant un centimètre ou un pouce carré de section.

D'après les expériences de Telfort, des barres de fer de 1 pouce carré anglais de section furent rompues par un poids de 27 à 31 tonnes = 60000 à 70000 livres.

EXEMPLE. Déterminer le poids nécessaire pour rompre une barre de 4 pouces de diamètre.

4 pouces de diamètre = à peu près 12 1/2 pouces carrés de section.

$$12\ 1/2 \times 27 = 337$$
$$12\ 1/2 \times 31 = 387.$$

Par conséquent le poids cherché se trouve entre 337 et 387 tonnes.

D'après Brunel, le meilleur fer forgé de 1 pouce carré anglais de section est rompu sous une charge de 32 tonnes = 71680 livres.

D'après des expériences faites en Russie, le meilleur fer forgé peut porter 26 tonnes = 58240 livres, et le plus mauvais seulement 14 tonnes = 31360 livres.

Expériences de Rennie sur la force qui détermine la rupture de barres carrées de 1/4 pouce de côté ou de 1/16 pouce carré de section, mesures anglaises.

Fonte...............	1894 liv.
Acier fondu..........	8390 »
Fer de Suède.........	4500 »
Fer anglais...........	3490 »
Cuivre forgé..........	2270 »
Cuivre fondu..........	1192 »
Étain fondu...........	296 »
Plomb fondu..........	114 »

Expériences de Navier sur des barres de 1^{mm} carré.

Tôle dans le sens du laminage............	40,8 k.
Tôle dans le sens perpendiculaire au laminage	36,4 »
Cuivre laminé en feuilles	21,1 »
Plomb laminé en feuilles..................	1,35 »
Verre.......................................	2,44 »

D'après Navier, le fer conserve son élasticité sous un poids qui atteint presque les 2/3 de celui qui opère la rupture, le cuivre sous un poids égal à la moitié, et le plomb sous un poids un peu supérieur à la moitié de celui qui détermine la rupture.

Par conséquent si l'on veut éviter toute extension, on doit charger le fer au plus des 2/3, le cuivre et le plomb de la moitié, des poids rapportés plus haut.

Les expériences de Barlow donnent les moyennes suivantes :

	Pesanteurs spécifiques.	Poids par *inch* carré nécessaire pour opérer la rupture. Livres anglaises.
Bois de sapin........	0,38	11550
	0,60	12915
Bois de hêtre.......	0,70	11466
Bois de chêne.......	0,77	9177
	0,92	11590
Bois de frêne.......	0,60	16947
Teak.............	0,86	15090

Résistance des fils de fer et de laiton provenant des fabriques de la Ferrière et de St-Gingolf, d'après les expériences de Dufour.

	Épaisseur en millim.	Résistance absolue. Kil.	Résistance par millim. carré. Kil.
Fil de fer n° 4 de F.	0,83	48	84,4
» G.	—	38,5	67,7
n° 13 F.	1,90	196	69,1
» G.	—	178	62,8
n° 17 F.	2,75	382	64,3
» G.	—	349	59,4
n° 19 F.	3,70	776	72,2
G.	—	644	59,9
Fil de laiton.......	0,89	48,5	85,2
»	1,90	150	54,5

Les fils perdent plus de la moitié de leur résistance par le recuit.

Digitized by Google

De toutes ces expériences et de plusieurs autres on a déduit par le calcul les moyennes suivantes pour la résistance par centimètre carré de section :

Résistance des bois, lorsque la force agit parallèlement aux fibres.

	Pesanteur spécifique	Charge, par centimètre carré, nécessaire pour opérer la rupture.
Bois de sapin..........	600	840 kil.
Bois de hêtre..........	700	800 »
Bois de chêne ordinaire ..	845	780 »
Chêne de Malabar.......	860	1050 »
Bois de buis............	980	1400 »
Bois de bouleau.........	600	1200 »
Poirier................	646	690 »
Bois de mahoni.........	637	560 »

Résistance des bois dans le sens perpendiculaire aux fibres.

	Par centimètre carré.
Chêne............	162 kil.
Peuplier.........	125 »
Mélèze...........	94 »
Sapin............	42 »

Pour les bois de même nature, la résistance est proportionnelle à la pesanteur spécifique. Si la charge doit agir pendant long-temps, on ne peut prendre que la moitié des valeurs qui viennent d'être rapportées.

Résistance des métaux.

	Par centimètre carré de section.
Fer forgé........................	2500—6000 kil.
Tôle dans le sens du laminage............	4080 »

	Par centimètre carré de section.
Tôle dans le sens perpendiculaire au laminage ..	3640 »
Fer battu (à froid?) ou tiré...........	3300—6000 »
Fil de fer de 5^{mm} à 1,5 de diamètre, non recuit...........................	6000—6480 »
Fil de fer de 1^{mm} et au-dessous........	7000—8400 »
Fil de fer de 1 à 1 $1/2^{mm}$, recuit......	3000—3800 »
Fonte grise..............................	1420 »
Fonte blanche............................	1310 »
Acier de cémentation non raffiné............	2790 »
Acier de cémentation raffiné	9160 »
Acier fondu	4400 »
Acier forgé..............................	9440 »
Bronze pour bouches à feu..................	2530 »
Cuivre laminé.............................	2100 »
Cuivre forgé..............................	2480 »
Étain fondu	333 »
Plomb fondu	128 »
Plomb laminé..............................	140 »
Fil de laiton mou de moins de 2^{mm} de diamètre.	8320 »
» de 2^{mm} de diamètre.........	6610 »
Fil de laiton dur de 2^{mm} de diamètre........	4440 »
Cuivre fondu..............................	1341 »
Laiton fondu..............................	1263 »
Verre....................	310— 223 »

Pour une charge permanente, la résistance doit être prise égale seulement au tiers de celle que nous venons d'indiquer.

Google

RÉSISTANCE DE QUELQUES PIERRES.

Pierre blanche à grain fin..........	14 k.
Brique bien cuite............	18 à 20 »
Gypse..........................	4 »
Mortier hydraulique..............	10 »
Mortier ordinaire de mauvaise qualité.	1 »

En général, la résistance du mortier à la traction est environ 1/8 de sa résistance à l'écrasement

Si la force qui agit sur un corps ne dépasse pas la limite de l'élasticité, celui-ci reprend ses dimensions primitives, dès que la force cesse d'agir, et l'allongement du corps est toujours en raison directe de la force et de la longueur primitive, et en raison inverse de la section.

Le fer forgé se trouve à la limite de son élasticité lorsque sa longueur s'est accrue de 0,27 et que sa section n'est plus que 0,72 de la section primitive.

Il résulte des expériences de Séguin, faites pour la construction des ponts en fil métallique, que le recuit diminue la résistance des fils de fer des 2/5, et celle des fils de laiton de moitié.

Premier exemple. Une tige carrée en bois de hêtre doit supporter une charge permanente de 6000 k. Quelle sera sa section?

La section doit être calculée pour une charge double, c'est-à-dire pour 12000 k. La résistance du bois de hêtre étant de 800 k. par centimètre carré, la section nécessaire sera

$$= 12000 : 800 = 15 \text{ centimètres carrés},$$

et l'épaisseur de la tige

$$= \sqrt{15} = 3{,}87 \text{ centimètres}.$$

Digitized by Google

DEUXIÈME EXEMPLE. Une presse hydraulique doit exercer une pression de 200000 k. Quelle sera l'épaisseur des 4 colonnes en fer forgé de cette presse?

On doit compter sur une pression de 600000 k., et l'on peut prendre 4000 k. par centimètre carré pour la résistance du fer forgé. D'après cela, les 4 colonnes doivent avoir ensemble une section

= 600000 : 4000 = 150 centimètres carrés,

ce qui donne pour chacune d'elles 37 1/2 centimètres carrés de section ou environ 7 centimetres d'épaisseur.

RÉSISTANCE DES CORDES.

La résistance des cordes à un effort de traction dépend de leur nature et de la manière dont elles ont été fabriquées.

Les meilleures sont celles qui n'ont pas été tordues trop fortement. Pénétrées d'une grande quantité d'eau, elles ont une résistance moindre de 1/3 qu'à l'état sec. Une corde non goudronnée surpasse de 1/4 la force d'une corde goudronnée.

Les grosses cordes, formées de plusieurs torons, ont à l'intérieur une mèche qui n'augmente point leur résistance. Pour ces cordes on ne doit pas considérer le diamètre total, mais bien les diamètres partiels des divers torons qui les composent.

D'après Eytelwein, une bonne corde de chanvre de 1 pouce carré de section fut rompue par une charge de 10800 liv., Émerson indique 19000 liv., et, d'après des expériences faites en Angleterre, de forts câbles cédéraient sous un

charge supérieure à 5400 liv. Il résulte d'expériences faites en France, que la résistance des cordes ordinaires par centimètre carré de section est de 146 k., que celle des cordes de Rochefort s'élève à 367 k., et que l'on peut prendre pour moyenne générale une résistance égale à 200 k. par centimètre carré. Le peu d'accord qu'il y a entre ces indications et le grand nombre des circonstances qui peuvent diminuer la résistance des cordes, ne permettent pas d'attendre beaucoup d'exactitude des calculs sur cette résistance, et pour être certain de ne pas compter sur une résistance trop grande, il convient d'admettre seulement le 1/3 ou au plus la moitié du poids qui représente le maximum de résistance.

TABLEAU

DE LA RÉSISTANCE MOYENNE DES CORDES A UN EFFORT DE TRACTION.

Les cordes ont 10' de longueur et divers diamètres.

DIAMÈTRE en lignes.	POIDS DE LA CORDE y compris la mèche.	RÉSISTANCE MOYENNE en livres.
2'''	0,10	58
3	0,22	100
4	0,40	180
5	0,63	276
6	0,90	416
7	1,22	540
8	1,60	700
9	2,02	892
10	2,52	1112
11	3,03	1332
12	3,60	1588
13	4,83	1868
14	4,93	2160
15	5,62	2480
16	6,40	2820
17	7,20	3184
18	8,14	3312
19	9,05	3976
20	10	4408
21	11,07	4860
22	11,90	5340
23	13,33	5838
24	14,40	6348
25	15,62	6888
26	16,90	7418
27	18,22	8036
28	19,60	8640
29	21,02	9268
30	22,50	9920
31	24,02	10592
32	25,60	11284
33	27,22	12034
34	28,20	12740
35	30,62	13060
36	32,40	14280

Digitized by Google

Cette table a été calculée pour une résistance d'environ 200 k. par centimètre carré.

TABLEAU

DE LA RÉSISTANCE MOYENNE DES TORONS DE 10' DE LONGUEUR.

Diamètre	Poids de la corde.	Résistance.
3'''	0, 19 liv.	135 liv.
4 2/7	0,599	275
6	1,171	540
7 5/7	1,933	893
9	2,629	1215
10 2/7	3.433	1587
12	4,655	2160
13 5/7	6,080	2821
15	7,270	3373

D'après ces tableaux on peut admettre que la résistance des cordes est proportionnelle à leur section ou au carré de leur diamètre.

En comparant le poids des cordes avec leur résistance, on trouve qu'une corde d'un diamètre quelconque et d'une longueur d'environ 4300 pieds ou 1300 mètres, est rompue par son propre poids.

Si l'on désigne par L la longueur de la corde en mètres ou la hauteur à laquelle il s'agit d'élever, au moyen de la corde, une charge P exprimée en kilogrammes; si l'on désigne en outre par d le diamètre inconnu de la corde, et que l'on prenne le poids d'un centimètre cube de la corde $= 917^k,36$, on aura :

Google

$$d = \sqrt{\frac{1388\ P}{1500 - L}}.$$

En exprimant d en lignes de Paris, L en pieds de Paris et P en livres, on trouve :

$$d = \sqrt{\frac{411\ P}{4500 - L}}.$$

EXEMPLE. Une charge de 2000 liv. doit être élevée à une hauteur de 900'. Quelle sera le diamètre de la corde employée pour cet usage?

Comme il faut compter, dans la pratique, sur une charge double de celle qu'il s'agit d'élever réellement, la formule précédente donnera successivement :

$$d = \sqrt{\frac{411\ .\ 4000}{4500 - 900}} = \sqrt{\frac{4110}{9}} = 21^{\text{lig}} \text{ environ},$$

ce qui s'accorde assez bien avec la table.

COMPARAISON DES CHAÎNES ÉTANÇONNÉES DE BRUNTON (*fig.* 15), AVEC LES CORDES DE CHANVRE (1).

	Chaînes étançonnées (Patentketten).	Cordes de chanvre	Poids.	
Diam.	7/8"	9"	12	tonnes.
»	1	10	18	»
»	1 1/8	11	26	»
»	1 1/4	11	32	»
»	1 3/8	14 à 15	38	»
»	1 1/2	16	44	»
»	1 3/4	18	60	»
»	2	22 24	80	»

1 Voy. *Observations on chain cables by Brunton*, *Middleton and. Co.* 1835.

Les cordes et les chaînes ayant été chargées des poids susmentionnés, les premières furent rompues, tandis que les dernières ne se rompirent qu'au moyen d'une charge double.

Tantefois, comme la moindre extension permanente diminue la ténacité des corps, il est avantageux de n'éprouver ces chaînes qu'au moyen de la charge qu'elles peuvent avoir à supporter sur les vaisseaux, lieux de campement, etc., où elles sont employées. Par conséquent les chaînes-câbles de 3/4'' de diamètre, pèseront d'après ce tableau, environ 2 1/2 fois, et celles de 2'' de diamètre environ 2 fois autant que les cordes de chanvre de la même résistance.

SOLIDES SOUMIS A DES EFFORTS DE FLEXION TRANSVERSALE, PERPENDICULAIRE A LEUR LONGUEUR.

Pour pouvoir résoudre les diverses questions sur la résistance des corps à des efforts de flexion transversale, nous devons d'abord déterminer la pression qu'une charge donnée exerce sur la barre suivant les diverses manières dont cette charge peut être appliquée. L'effet n'est pas le même sur tous les points de la barre; il croît, au contraire, avec la distance du point où la charge est suspendue. La barre, qui présente partout la même résistance, se rompt naturellement au point où la pression est un maximum : c'est pourquoi l'on n'a besoin de calculer que ce maximum du pression. Désignons-le par F, et appelons le poids employé P.

PREMIER CAS. L'une des extrémités de la barre est encastrée, tandis que l'autre est chargée de poids. Soit L la longueur de la barre ou la distance du mur au point d'application de la force (*fig.* 14), nous aurons :

$$F = PL \text{ et } P = \frac{F}{L}.$$

Dans ce cas la barre ne peut se rompre qu'au point A, où la pression exercée par le poids est un maximum. Si l'effort produit par la charge était distribué uniformément sur toute la longueur de la barre, on aurait

$$F = \frac{PL}{2},$$

et la barre pourrait supporter un poids double.

Deuxième cas. Les deux extrémités de la barre sont chargées de poids, et le point d'appui se trouve au milieu (*fig.* 15). Soient P la somme des deux poids et L la distance de leurs points d'application, on aura :

$$F = \frac{PL}{2} \text{ et } P = \frac{2F}{L}.$$

Par conséquent la barre peut être chargée d'un poids double de celui qui a été déterminé pour le cas précédent.

Troisième cas. La barre est appuyée par les deux extrémités et la charge agit sur son milieu (*fig.* 16). On a dans ce cas :

$$F = \frac{PL}{4} \text{ et } P = \frac{4F}{L}.$$

Si le poids n'est pas appliqué au milieu de la barre et que l'on désigne par *m* et *n* les distances du point d'application aux points d'appui, nous aurons :

$$F = \frac{P\,mn}{L} \text{ et } P = \frac{LF}{mn}.$$

Dans ce cas la charge agit principalement sur le point d'appui le plus rapproché du point où le poids se trouve appliqué.

Quatrième cas. La barre est encastrée par ses deux extrémités et chargée de poids au milieu (*fig.* 17). On aura :

$$F = \frac{PL}{8} \text{ et } P = \frac{8\,F}{L}.$$

Ce cas est le plus favorable, puisque la barre peut porter une charge 8 fois plus grande que dans le premier cas.

Veut-on tenir compte du poids de la barre, supposée homogène, on n'a qu'à remplacer P par $P + 1/2\,p$ dans les formules précédentes.

Si le corps chargé est une barre courbe ou un levier coudé, ou s'il est placé obliquement, on tiendra seulement compte des distances horizontales entre les points d'appui et les points d'application des poids, comme cela se fait pour le levier.

Détermination de la résistance des corps.

Pour qu'un corps n'éprouve pas d'altération nuisible dans sa forme, sa résistance doit être beaucoup plus grande que la pression qu'il supporte, et qui se calcule d'après les indications précédentes.

Si la résistance est égale ou même inférieure à cette pression, le corps fléchit et se rompt ensuite. Désignons par F' cette resistance, qui dépend entièrement de la forme de la section du corps, et par R le poids en kilogrammes nécessaire pour rompre une barre de 1 centimètre carré de section ; nous aurons :

1) Pour une barre dont la section est un carré $= q^2$:

$$\text{I. } F' = \frac{R\,q^3}{6} ;$$

2) Pour une barre à section rectangulaire, dont la hau-

teur ou l'épaisseur (c'est-à-dire la dimension dans le sens vertical) = b, et la largeur = a :

$$\text{II. } F = \frac{R\,ab^2}{6};$$

3) Pour une barre à section circulaire dont le rayon est r :

$$\text{III. } F = \frac{R\,\pi\,r^3}{4};$$

4) Pour une barre à section annulaire, dont le rayon extérieur = r' et le rayon intérieur = r'' :

$$\text{IV. } F = \frac{R\,\pi\,(r'^4 - r''^4)}{4\,r'};$$

5) Pour une barre creuse à section rectangulaire, dont b et b' désignent les épaisseurs extérieure et intérieure, et a et a' les largeurs extérieure et intérieure :

$$\text{V. } F = \frac{R\,(ab^3 - a'\,b'^3)}{6\,b}.$$

Des expériences nombreuses ont donné pour R les valeurs suivantes :

Bois de chêne. . . .	R	=	690 kil.
» de sapin. . . .		»	610 »
Fonte.		»	2800 »
Fer forgé.		»	6000 »

En substituant ces valeurs de R dans les formules précédentes, on obtient le poids nécessaire pour rompre le corps.

D'un autre côté, Banks et Tretgold indiquent que, pour éviter tout danger, on ne doit jamais charger un arbre horizontal d'un poids plus considérable que le tiers, et un arbre destiné à un mouvement circulaire d'un poids plus considérable que le cinquième de celui qui produirait la rupture.

C'est pourquoi il faut adopter dans la pratique les valeurs suivantes de R :

	Pour les poutres.	Pour les arbres de rotation.
Bois de chêne. . . .	230 kil.	140 kil.
» de sapin. . . .	200 »	120 »
Fonte.	930 »	560 »
Fer forgé.	2000 »	1200 »

Ces formules conduisent aux règles protiques suivantes :

1) Les résistances à un effort de flexion de deux poutres de même longueur, mais de sections carrées ou circulaires différentes, sont entre elles comme les cubes des côtés ou diamètres de leurs sections.

Lorsque le côté de la section carrée devient deux fois plus grand, la poutre peut être chargée d'un poids huit fois plus fort. Par conséquent si l'on connaît le poids que peut supporter un corps de 1 centimètre carré de section, il sera facile de calculer le poids dont on peut charger un corps d'une section plus grande ou plus petite.

2) Les résistances de deux barres de même longueur et à sections rectangulaires, mais inégales, sont entre elles comme leurs largeurs et comme les carrés de leurs hauteurs.

EXEMPLE. Si une poutre de 7' de long, 1' d'épaisseur et 8" de large porte 1000 liv., combien portera une poutre de la même matière, mais de 8' de long et de 12" en carré ? On aura :

$$\frac{1000 \text{ liv. } 12''. (12'')^2. 7'}{(10'')^2. 8''. 8'} = 1890 \text{ liv.}$$

Bien que la résistance de la barre croisse avec le rapport de son épaisseur à sa largeur, cependant on ne donne ja-

mais à la barre une épaisseur plus grande que 12 fois sa largeur.

Tretgold indique que, pour tirer d'un arbre en bois d'un diamètre donné un pilier doué du maximum de résistance, on doit façonner l'arbre de manière que les carrés des deux côtés de la section rectangulaire du pilier et le carré du diamètre, soient entre eux comme 1 : 2 : 3, c'est-à-dire que l'on doit avoir :

$$a^2 : b^2 : d^2 :: 1 : 2 : 3,$$

d étant la diamètre donné, *a* et *b* les côtés de la section rectangulaire à déterminer. D'après cela, le rapport de la largeur *a* à l'épaisseur *b* sera :: 5 : 7. Ces quantités peuvent facilement se déterminer par le procédé graphique suivant (*fig.* 18) :

Abaissez une perpendiculaire sur le tiers du diamètre AB, et joignez le point C, où la perpendiculaire coupe la circonférence, aux points A et B, vous aurez les deux côtés AC et CB du rectangle cherché.

Pour des barres à section carrée ou rectangulaire qui sont placées sur une de leurs arêtes, de manière que leurs faces occupent une position oblique, on doit multiplier le dénominateur dans les formules I et II par $\sqrt{2}$.

3) A volume égal, un arbre creux résiste beaucoup plus qu'un arbre plein, et sa résistance, pour un volume donné, est d'autant plus grande que le diamètre intérieur de la section creuse est plus grand par rapport au diamètre extérieur. Cependant on le rend rarement plus grand que les 5/6 de ce diamètre extérieur.

Pour trouver l'épaisseur que doit avoir un cylindre creux

b d'un diamètre donné, pour que sa résistance soit égale à celle d'un cylindre massif *a*, on n'a qu'à diviser le cube du diamètre *a* par le triple carré du diamètre *b*.

EXEMPLE. Quelle est l'épaisseur d'un cylindre creux en fonte qui a la méme résistance qu'un cylindre massif, en supposant que le premier ait 6" de diamètre et l'autre 3" ?

D'après la règle précitée, nous aurons :

$$\left[\frac{3^3}{3.6^2} = \frac{27}{108} = \frac{1}{4}.\right.$$

Le cylindre creux serait beaucoup plus léger que l'autre.

On obtiendrait un résultat plus exact en comparant les formules III et IV, p. 77.

Il résulte également de ce qui précède, que des machines semblables construites avec les mêmes matériaux, offrent d'autant plus de résistance qu'elles sont plus petites, car le poids des parties est en raison directe des cubes des dimensions linéaires, et la résistance en raison directe des carrés de ces mêmes dimensions. En d'autres termes, si la machine A est construite sur une échelle 3 fois plus petite que la machine B, chaque partie de la machine A sera 27 fois plus légère, mais seulement 9 fois moins résistante, parce que la résistance à la flexion augmente à mesure que la longueur des pièces diminue.

Comme la résistance d'un corps doit être pour le moins égale à la pression que la charge exerce sur lui, on n'a qu'à égaler entre elles les valeurs de F et de F' pour résoudre les diverses questions qui peuvent se présenter.

Pour le premier cas et une section ronde, par exemple, on a :

$$P\,L = \frac{R\,\pi\,r^3}{4};$$

pour une section creuse on aurait :

$$P\,L = \frac{R\,(r'^4 - r''^4)}{4\,r'}.$$

Pour le quatrième cas et une section rectangulaire, on a :

$$\frac{P\,L}{8} = \frac{R\,a\,b^2}{6},\ \text{etc.}$$

En déterminant les inconnues au moyen de ces équations, on obtient, exprimées en centimètres, les plus petites dimensions pour une charge donnée, ou la plus grande charge possible pour un corps de dimensions données.

PREMIER EXEMPLE. Quel est le poids dont il est permis de charger le milieu d'un arbre en fonte appuyé par ses deux extrémités, la longueur de cet arbre étant de 11 mètres et sa section de 30 centimètres carrés ?

En substituant ces valeurs dans la formule

$$\frac{P\,L}{4} = \frac{R\,q^3}{6}$$

nous aurons :

$$P = \frac{4\ 930^{k}.\ (30^{cm})^3}{6\ 1100^{cm}} = 15217\ \text{k}.$$

Si l'arbre était encastré par ses deux extremités, on obtiendrait un poids double ou 30434 kilog.

Veut-on tenir compte du poids de l'arbre, on prend la formule

$$\frac{(P + 1/2\,p)\,L}{4} = \frac{R\,q^3}{6},$$

qui donne

$$P = \frac{4\,R\,q^3}{6\,L} - 1/2\,p.$$

Un centimètre cube de fonte pèse $0^k,0072$. Par conséquent $p = q^2 \cdot L = 7128$ kilog.; d'où

$$P = 15217 - \frac{7128}{2} = 11653 \text{ k.}$$

DEUXIÈME EXEMPLE. Une barre en fer ronde de 4 mètres de longueur est encastrée par l'une de ses extrémités et chargée à l'autre extrémité d'un poids de 1000 kilog. Quel sera le diamètre de cette barre, en tenant compte de son poids ?

On se servira de la formule :

$$(P + \frac{1}{2}p)\,L = \frac{R\,\pi\,r^3}{4}.$$

Le poids p de la barre est encore inconnu, parce qu'on ne connaît pas encore son diamètre. Cependant nous avons :

$$p = \pi r^2 L \,.\, 0^k,0078,$$

$0^k,0078$ étant le poids d'un centimètre cube de fer forgé.

En substituant cette valeur de p dans l'équation précédente, on obtient une équation du troisième degré.

Dans la pratique on peut opérer de la manière suivante : On cherche d'abord le diamètre de la barre en faisant abstraction de son poids, ce qui donne :

$$P\,L = \frac{R\,\pi\,r^3}{4} \text{ et } r^3 = \frac{4\,P\,L}{R\,\pi}.$$

Nous avons : R = 2000 kilog. pour le fer forgé,
L = 4^m = 400 centimètres, et
P = 1000 kilog.;

par conséquent

$$r^3 = \frac{4 \,.\, 1000 \,.\, 400}{2000 \,.\, 3,14} \text{ et } r = 6^{cm},34.$$

Le poids de la barre est pour ce diamètre :

$$p = \pi r^2 L \,.\, 0,0078 = 394 \text{ kilog.}$$
$$\text{et } 1/2\, p = 197 \text{ kilog.;}$$

par conséquent

$$P + 1/2\, p = 1197 \text{ kilog., et}$$
$$r^3 = \frac{4 \,.\, 1197 \,.\, 400}{2000 \,.\, 3,14}, \text{ d'où } r = 6^{cm},75.$$

Ce rayon est encore trop petit, parce que la barre pèse réellement plus que 394 kilog.

En mettant P + p à la place de P + 1/2 p, calculant la valeur de r et prenant la moyenne arithmétique entre cette valeur et celle qui a été obtenue précédemment, on trouve le rayon de la barre avec une approximation suffisante. On a

$$P + p = 1000 + 394 = 1394 \text{ kilog.;}$$

par conséquent

$$r^3 = \frac{4 \,.\, 1394 \,.\, 400}{2000 \,.\, 3,14} \text{ et } r = 7^{cm},08.$$

La moyenne entre 7,08 et 6,75 étant 6,9, le diamètre de la barre qu'il s'agit de trouver est

$$= 2 \,.\, 6,9 = 13^{cm},8.$$

RÉSULTATS DE DIVERSES EXPÉRIENCES SUR LA RÉSISTANCE DES SOLIDES A LA FLEXION.

1) Barres de fonte placées sur deux appuis et chargées au milieu de leur longueur, les appuis étant espacés de 2' 8" et de 1' 4".

Barre de 1" carrée posée à plat :

Distance entre les appuis 2' 8". Poids qui a déterminé la rupture, 1086 livres.

Distance entre les appuis 1' 4". Poids qui a déterminé la rupture, 2320 livres.

Barre de 1" carrée posée sur une arête :

Distance entre les appuis 2' 8". Poids qui a rompu la barre, 851 livres.

Distance entre les appuis 1' 4". Poids qui a rompu la barre, 1587 livres.

Barre de 3" de hauteur et de 1/3" de largeur :

Distance entre les appuis 2' 8". Poids qui a rompu la barre, 3586 livres.

Distance entre les appuis 1' 4". Poids qui a rompu la barre, 6857 livres.

Prisme triangulaire de 1" carrée de section, posé sur une face :

Distance entre les appuis 2' 8". Poids qui a rompu la barre, 1437 livres.

Distance entre les appuis 1' 4". Poids qui a rompu la barre, 3060 livres.

Même prisme posé sur une arête :

Distance entre les appuis 2' 8". Poids qui a rompu la barre, 840 livres.

Distance entre les appuis 1' 4". Poids qui a rompu la barre, 1656 livres.

Il est remarquable qu'une barre prismatique dont on a légèrement abattu l'arête inférieure a une résistance plus grande que la barre entière (voy. *Nicholson's prakt. Mechaniker*, p. 209.

2) Barres de fonte de 1 pouce carré de section posées sur des appuis espacés de 3 pouces anglais.

	Poids de la barre.	Poids qui l'a rompue.
Foudue dans un fourneau à vent.	9 liv.	963 liv.
Fondu dans un cubilot. . . .	9 »	864 »
Barre des mêmes dimensions au milieu, mais dont la hauteur diminue en forme de parabole vers les appuis.	6 » 3 onc.	874 »

Toutes ont fléchi d'environ 1" avant de se rompre.

3) Expériences de Barlow sur des briques de 4 pouces de large et 2 pouces de haut, la distance entre les appuis ayant été de 8 pouces anglais.

Une vieille brique de qualité ordinaire fut rompue par un poids de. . . . . 343 liv.

Une brique neuve fut rompue par. . . . . 403 »

Une brique de la meilleure qualité le fut par. 444 »

4) Expériences de Barlow sur plusieurs bois courbes, désignés généralement sous le nom de *compass timber* dans les *Dock-yards* anglais.

DÉSIGNATION.	I. Courbure primitive.	II. Pesanteur spécifique.	III. Poids chargés	IV. Courbure finale.	V. Résistance.
	Pouces.	Livres.	Livres.	Pouces.	Livres.
1. Bois naturellement courbes.	a) 6	804	680	4	5250
	a) 8	820	764	8	6016
	b) 6	822	768	4	6400
	b) 8	874	762	5	6630
2. Bois courbes extraits de bois droits au moyen de la scie.	a) 7 1/2	960	585	4 1/2	4643
	a) 8 1/2	830	568	6 1/2	4489
	b) 7 1/2	938	546	2 1/2	4549
	b) 8 1/2	840	550	1 1/2	4583
3. Bois courbés artificiellement, mais sans le secours de la scie.	a) 7 1/2	798	667	6 1/2	5257
	b) 7 1/2	810	647	5 1/2	5413
4. Bois entaillés, mais sans chevilles.	a) 8 1/2	886	517	10 1/2	—
	b) 8 1/2	856	517	6 1/2	—
5. Bois entailles avec des chevilles carrees.	a) 8 1/2	754	712	10 1/2	5698
	b) 8 1/2	732	665	5 1/2	5880
6. Bois entaillés avec des chevilles cylindriques.	a) 6	875	717	11	5789
	b) 6	873	762	7	6629

Remarques. 1. Les poids rapportés dans la colonne III sont ceux qui ont déterminé la rupture des bois.

2. Pour les bois marqués *a*), la concavité était tournée vers le bas, et pour ceux marqués *b*) le côté convexe occupait cette position. Les nombres de la colonne V font voir que, dans le plus grand nombre des cas, la résistance est plus grande dans la position *b*) que dans la position *a*).

3. Les bois dont il s'agit aux n°s 4, 5 et 6 avaient été courbés d'après le procédé de Hookey, constructeur de vaisseaux à Woolwich. Ce procédé consiste à pratiquer, au moyen d'une scie, aux deux extrémités du bois à courber, ou à l'une seulement, une ou plusieurs entailles fines, perpendiculaires à la direction suivant laquelle le bois doit être courbé, à faire bouillir le bois pendant un nombre d'heures égal à celui des pouces qu'il y a dans son épaisseur, et à lui donner enfin la courbure nécessaire au moyen d'un appareil à vis de pression. Pour les bois du n° 5, les parties séparées par la scie sont de nouveau réunies par de petits morceaux rectangulaires de bois de chêne (*fig.* 19), et pour les bois du n° 6, la réunion se fait par des chevilles rondes en cuivre (*fig.* 20).

On voit par la colonne V que les bois courbés d'après cette méthode très-simple ne le cèdent guère en résistance aux bois courbés naturellement et qui, le plus souvent, sont très-chers.

Barlow (*on the Strength of Timber*) donna encore la table suivante pour la résistance transversale des bois de construction :

Chêne anglais. .	1426
Chêne du Canada. . . .	1766
Frêne.	2026
Hêtre.	1556
Orme.	1013
Sapin femelle (Pechtanne). . .	1632
Pin.	1100
Mélèze.	1127
Sapin rouge (Rothtanne). .	1341

Voici l'usage de cette table pour trouver la résistance d'un bois de construction :

Multipliez le nombre de la table par la largeur (en pouces anglais) et par le carré de la hauteur du bois, et divisez le produit par la longueur. Le quotient exprimera en livres anglaises le poids que l'on cherche, en supposant que l'une des extrémités du bois soit encastrée et que la charge soit appliquée à l'autre extrémité. Il a été démontré plus haut que la résistance est double pour les solides appuyés par le milieu et charges de poids aux deux extrémités ; quadruple, pour les solides appuyés sur les deux extrémités, etc.

Premier exemple. Quel est le poids nécessaire pour rompre une pièce de bois de hêtre de 7" de large, 9" de haut et 30' de long, appuyée sur ses deux extrémités et chargée de poids au milieu ?

D'après la règle précédente on trouve :

$$x = \frac{1556 \,.\, 81 \,.\, 7'' \,.\, 4}{360} = 9803 \text{ liv.}$$

Par conséquent une pièce de bois de ces dimensions serait rompue par son propre poids, si elle était encastrée par l'une de ses extrémités et qu'elle pesât 49 quintaux.

Deuxième exemple. Quelle est la charge nécessaire pour rompre une pièce de bois de pin de 2" de large, 6" de haut et 20' de long, cette pièce étant encastrée par l'une de ses extrémités ?

$$x = \frac{100 \cdot 36 \cdot 2''}{240} = 330 \text{ liv.}$$

Tredgold indique que l'on peut admettre avec certitude le coefficient 850 liv. dans la formule suivante :

$$\mathrm{P} = \frac{850\ a\ b^{2}}{\mathrm{L}},$$

pour déterminer les dimensions des arbres en fonte.

Cette formule donne respectivement :

$$a = \frac{\mathrm{L\,P}}{850\ b} \text{ et } b = \sqrt{\frac{\mathrm{L\,P}}{850\ a}}.$$

Premier exemple. Une barre de fonte doit porter 13 tonnes ; sa longueur est de 20' et son épaisseur de 15". Quelle sera sa largeur ?

Comme 13 tonnes valent 29120 liv., nous aurons :

$$a = \frac{20' \cdot 29120}{850 \cdot 15'' \cdot 15''} = 3'',045.$$

Deuxième exemple. La largeur de l'arbre étant de 12", quelle sera son épaisseur ?

$$b = \sqrt{\frac{20 \cdot 29120}{850 \cdot 12}} = \sqrt{57,06} = 7'',55.$$

Observations. Les formules ne s'appliquent qu'au cas où la barre est encastrée par un bout et chargée de poids à l'autre bout. Pour les autres cas on doit multiplier 850 par 2, 4 ou 8.

Pour la pratique, Brunton (*Compendium*, p. 92) conseille de ne prendre que les 2/3 de la charge indiquée par la règle.

La pression que la charge employée exerce sur un point donné du corps étant proportionnelle à la distance de ce point à celui où la force est appliquée, on voit qu'il n'est pas nécessaire de donner partout la même section à une barre qui doit offrir la même résistance sur tous les points de sa longueur.

Les dimensions trouvées au moyen des règles précédentes se rapportent à la section de plus grande résistance.

C'est ainsi que la pièce de bois dont il s'agit dans le deuxième exemple, p. 86, ne doit avoir la section de 2" de large sur 6" de haut qu'au point d'encastrement, qui est le plus éloigné du point d'application de la force. Au milieu de sa longueur, c'est-à-dire à 10' de distance du poids, la pièce ne doit avoir que la moitié de la résistance donnée par la formule, ce qui réduit ses dimensions nécessaires en ce point à 6" de hauteur sur 1" de largeur; à une distance de 5' = 1/4 de la longueur, elle ne doit offrir que le quart de la résistance trouvée, et ses dimensions peuvent se réduire à 6" de hauteur sur 1/2" de largeur, ou bien à 3" de hauteur sur 2" de largeur. Par conséquent, suivant que c'est la largeur ou la hauteur qui resta constante, un corps conçu sur tous les points de la même résistance doit présenter, dans la direction de la hauteur, la forme d'une parabole, ou, dans la direction de la largeur, celle d'un triangle dont le sommet se trouve au point d'application de la force.

Dans le premier exemple, p. 85, la pièce ne doit avoir la section de 9" de haut sur 7" de large qu'au milieu de sa

longueur, c'est-à-dire au point où le poids est suspendu. Les deux extrémités de la pièce, qui supportant un effort moitié moindre, n'ont besoin que de 9" de haut sur 3 1/2" de large, ou de 4 1/2" de haut sur 14" de large.

Si la charge était répartie uniformément sur toute la longueur de cette pièce, la section nécessaire serait, au milieu, 9" de haut sur 3 1/2" de large, et aux deux extrémités, 4 1/2" de haut sur 7" de large.

En donnant de cette manière à un corps la même résistance sur toute sa longueur, on diminue considérablement son poids, comme on le voit d'ailleurs par la deuxième expérience, p. 82.

V

DES MACHINES A TRANSMISSION. (1).

Les machines employées dans les usines sont de trois espèces : les machines motrices, les machines à transmission et les machines ouvrières. Les machines motrices sont ordinairement des machines à vapeur ou des roues hydrauliques,

(1) *Traité théorique et pratique de la fabrication du fer*, etc., par B. Valerius. Bruxelles, 1844.

les machines à transmission servent d'intermédiaires entre les machines motrices et les machines ouvrières; celle-ci enfin sont employées directement à la fabrication et varient suivant le genre de travail qu'il s'agit d'effectuer.

Bien que nous prenions pour exemple, dans ce qui suit, les machines à transmission employées dans les forges à l'anglaise, cependant les détails que nous donnons s'appliquent aussi à d'autres usines.

La *fig.* **21** représente un plan d'une section du laminoir de Couillet (Belgique). N° **1**, bâtiment de la machine à vapeur; *éb*, train ébaucheur; *rl*, train à rails; *m*, marteau frontal; *i*, squeezer; **3**, **4**, cisailles; *y*, scies circulaires pour couper les extrémités des rails.

Pour bien faire comprendre l'objet des rouages dont se compose cette machine de Couillet, supposons qu'il ne faille activer que les deux trains. Les cylindres qui composent les trains doivent se mouvoir dans un sens et avec une vitesse déterminés. On remplit ces conditions au moyen des engrenages; car deux engrenages dont l'un commande l'autre se meuvent en sens contraires, et lorsqu'un grand engrenage en fait mouvoir un petit, l'axe de celui-ci se meut plus vite que l'axe du premier, dans le rapport du rayon du grand engrenage à celui du petit. Réciproquement on ralentit le mouvement d'un arbre à engrenage en faisant agir un petit engrenage sur un grand. Mais en modifiant la vitesse à l'aide des engrenages, on modifie la force en raison inverse.

La direction et la vitesse du mouvement ainsi que la force de chaque train ne sont pas les seuls points à déterminer dans un laminoir. Il faut aussi que le travail se fasse avec régularité et économie. La machine motrice ne travaille

jamais d'une manière égale, à part même les deux points zéro qu'elle présente dans son mouvement, lorsqu'on se sert de la vapeur.

D'un autre côté, les machines ouvrières marchent tantôt à vide, tantôt sous une charge considérable. L'appareil à transmission doit compenser les inégalités du moteur et les intermittences des machines ouvrières de façon que le travail effectué par la machine motrice pendant qu'elle tourne à vide puisse être utilisé au moment où un obstacle se présente. Ce résultat s'obtient au moyen du volant; mais pour que le volant remplisse son objet, il faut qu'il soit animé d'une grande vitesse. On lui donne la vitesse voulue en munissant d'un pignon ou petit engrenage l'arbre sur lequel il est monté, et en faisant dépendre ce pignon d'un grand engrenage qui communique directement avec la machine motrice.

Ainsi le système à transmission le plus simple qu'on puisse imaginer se compose 1° d'un grand engrenage monté sur un arbre particulier et mû par la bielle de la machine à vapeur ou adapté à l'arbre de la roue hydraulique, suivant l'espèce de moteur qu'on emploie; 2° d'un pignon et d'un volant montés sur un même arbre et commandés par le grand engrenage. Les trains peuvent se placer l'un à droite et l'autre à gauche du volant et s'adapter au même arbre.

Mais ce système à transmission ne peut s'employer que dans le cas où les deux trains doivent recevoir des vitesses égales entre elles et à celle du volant. Ordinairement on donne au volant une vitesse plus grande qu'aux trains, et souvent les deux trains ne peuvent se mouvoir avec la même vitesse. Voilà pourquoi on donne à chaque train un engre-

usage particulier et à l'arbre du volant deux pignons de plus pour faire mouvoir ces engrenages. Cette disposition augmente aussi la force dévolue à chaque train, procure un avantage sous le rapport de l'emplacement et, si le moteur est l'eau, permet de changer la direction du mouvement. Les machines à vapeur font mouvoir les trains dans l'un ou l'autre sens à volonté. On conçoit que la sortie des cylindres doit se trouver du côté libre de la halle de fabrication. L'arbre du grand engrenage s'appelle *arbre de couche*. La grande manivelle qui se trouve à l'une de ses extrémités est saisie par la bielle de la machine à vapeur.

Le *marteau* exige une grande dépense de force. Son mouvement devrait être régularisé par un volant; cependant on s'est contenté d'une simple bague à cames, adaptée à l'arbre de couche, pour activer le marteau. Cette exception à la règle tient à ce que le grand engrenage, par l'énormité de son poids, fait en quelque sorte fonction de volant, et à ce que le volant qui commande tout le système réagit aussi sur le marteau en compensant les pertes de force qu'il occasionne.

Le *squeezer* est activé par un engrenage placé sous le pignon qui commande l'engrenage du train ébaucheur. L'engrenage du squeezer fait mouvoir un arbre en fonte, dont l'extrémité libre ou opposée à l'engrenage porte une manivelle et une bielle horizontale ou un tirant. Cette bielle imprime un mouvement de va-et-vient à un arbre en fonte placé horizontalement en dessous du squeezer, et muni de deux bras qui font entre eux un angle droit. L'un de ces bras est saisi par la bielle et l'autre fait mouvoir le squeezer au moyen d'une tige de fer. Toutes ces opérations s'exécu-

tent sous terre dans des passages convenables dont les parois sont en maçonnerie.

Les cisailles sont mues par des bielles placées sous terre. L'une des bielles est assujettie aux queues de deux cisailles, l'autre bielle saisit d'une part la queue de la première cisaille et d'autre part une manivelle que l'arbre de couche porte à son extrémité, du côté de la bague à cames.

Enfin les *scies* sont activées par une courroie qui embrasse un tambour en fonte placé contre l'engrenage du train à rails.

DES VOLANTS.

Force d'un volant. Le volant n'a pas seulement pour objet de prévenir les irrégularités dues à ce que la puissance et la résistance, dans les machines, varient pour ainsi dire à chaque instant; mais encore de concentrer la force du moteur et de la multiplier de manière que l'appareil puisse vaincre périodiquement des obstacles contre lesquels la machine seule échouerait. Le volant est la partie la plus utile, la plus indispensable d'un laminoir.

Afin de nous former une idée de la force que le volant accumule, emmagasine et tient en réserve pour en déployer tout-à-coup une partie sur les machines-outils, considérons un volant de 8 pieds anglais, ou à peu près $2^m,75$ de rayon, faisant 72 tours par minute et dans l'anneau duquel se trouve concentré un poids de 14000 kil. Le volant de la machine n° 1 de Couillet se trouve à peu près dans ces conditions, pourvu que l'on tienne compte du poids du croisillon.

D'après les principes de mécanique, la quantité de travail absorbée par le volant est exprimée par la formule $\frac{}{}$

$r^2v^2 : 2$, dans laquelle m représente la masse du volant ou son poids divisé par la gravité 9,8, r le rayon moyen de l'anneau, et v la vitesse angulaire ou l'arc décrit à l'unité de distance et dans l'unité de temps. En substituant les nombres ci-dessus dans cette formule, nous trouvons successivement : $m = 14000 : 9{,}8 = 1428{,}6$; $mr^2 = 1428{,}6 . 750 = 10786$; $v = 72 . 2\pi : 60 = 7^m{,}5$; $m\ r^2\ v^2 : 2 = 5393 . 56{,}25 = 303356$ kilogrammètres.

La quantité de travail d'un cheval-vapeur étant exprimée par 75 k. élevés à un mètre par seconde, la force vive ci-dessus équivaudra à 303356 : 75 = 4044 chevaux-vapeur.

On a l'occasion de vérifier l'existence de cette force prodigieuse, lorsqu'il se casse une partie de machine, par exemple un arbre de communication, un tourillon de cylindre, etc., accidents qui se présentent assez souvent. En calculant les forces nécessaires pour rompre ces pièces, on trouve des résultats qui s'accordent avec celui qui précède.

Explication des effets principaux du volant. — On ne doit pas conclure de ce résultat que le volant crée la force. Semblable en cela à toutes les machines, le volant fait, au contraire, perdre de la force, à cause des résistances nuisibles qu'il doit vaincre. Le volant ne fait que modifier l'action de la puissance, en ce sens qu'il permet de développer instantanément un effet considérable, après avoir condensé la force, relativement très-faible du moteur, pendant un temps relativement très-long. C'est ainsi qu'un revenu d'argent très-minime, accumulé pendant un temps suffisant, finit par donner une somme importante. De même un mouton qui, après avoir été lentement élevé par un homme à une certaine hauteur, exerce, en retombant avec beaucoup

de vitesse, par exemple, sur un pieu, un effort infiniment supérieur à celui que l'homme aurait pu produire immédiatement. Un grand nombre de machines produisent un effet contraire à celui du volant, telles sont, par exemple, la montre et le tourne-broche. La force d'un kil., employée pendant une minute à remonter une montre, se trouve répartie au moyen d'un ressort et de quelques engrenages, sur toute la durée de vingt-quatre heures, pour faire mouvoir les aiguilles du cadran. Dans un tourne-broche, le poids de 10 k., élevé à 10 mètres en 5 minutes, est détaillé pendant une heure pour faire tourner la broche. Ces exemples suffisent pour montrer que les fonctions du volant sont, comme celles de toutes les machines, soumises au principe : *Ce que l'on gagne en force, on le perd en temps, et réciproquement.*

Lorsqu'on met la machine en train, il suffit d'un petit nombre de courses du balancier pour lancer le volant et lui donner la force vive que nous venons de calculer, parce que la machine agit d'une manière continue, et que son travail, relativement très-faible, s'ajoute sans cesse dans le volant. En théorie, la machine n'aurait besoin d'agir que pendant une minute pour accumuler dans le volant une force vive de 60.60 = 3600 chevaux-vapeur. Réciproquement, il faut peu de temps pour arrêter le volant au moyen de la machine.

Lorsque la machine tourne à vide, la vitesse du volant s'accroît de plus en plus, sans que cependant elle puisse jamais atteindre le maximum théorique qui se réaliserait s'il n'y avait pas de résistances nuisibles, telles que les frottements, la résistance de l'air, etc. Dès que le volant a

atteint une certaine vitesse, toute la puissance de la machine est employée à vaincre ces résistances nuisibles.

Autre effet utile du volant. — Le volant n'a pas seulement pour objet de régulariser le mouvement des machines et de les rendre capables de vaincre des obstacles extraordinaires, mais il prolonge en outre leur durée en les protégeant contre les accidents; il amortit les chocs occasionnes par le travail et les empêche de se transmettre à la machine motrice. Il convient que le volant soit conduit par un pignon très-petit, afin que son inertie réagisse moins fortement sur la grand engrenage et sur les diverses parties de la machine à vapeur. Si le pignon du volant avait un diamètre trop grand, même en supposant que la quantité de travail emmagasinée reste la même, ce ne serait plus le volant, mais la machine motrice qui dominerait dans le système mouvant et serait exposée à toutes les vicissitudes du travail. Par une raison analogue on rend les tourillons des arbres aussi petits que possible, afin que les machines se ressentent moins des frottements qui alors agissent au moyen des moindres bras de levier.

Quantité de force vive que le volant peut céder. — Le travail du volant utilisé par le train et les autres machines ouvrières du laminoir doit se calculer d'après sa vitesse de révolution, immédiatement avant et après le passage d'une barre dans les cylindres, ou bien immédiatement avant et après l'accomplissement du travail transmis. Le passage d'une barre dans les cylindres fait diminuer la vitesse qui anime le volant, quoique son mouvement circulaire et la rapidité effrayante avec laquelle il tourne s'opposent à ce qu'on s'aperçoive facilement de cette diminution. Le volant

doit toujours conserver une certaine vitesse, et ce n'est qu'en vertu de celle qu'il peut perdre qu'il exerce son effet utile. Si on l'arrêtait tout-à-coup, ce qui exigerait une force de 4,044 chevaux, la machine se briserait. La conservation de l'appareil exige même que la force enlevée au volant ne produise qu'un faible ralentissement dans sa vitesse.

La quantité de force cédée par le volant est essentiellement variable, de même que la résistance à vaincre par cette force. En effet, les barres de fer qu'on engage dans les cylindres ne peuvent présenter constamment le même degré de dureté, la même température, les mêmes dimensions, etc., et toutes ces circonstances modifient sans cesse l'effort nécessaire pour le laminage. De plus l'action du volant, lorsqu'un obstacle se présente, s'exerce par un choc contraire à celui de la résistance. C'est pourquoi, même dans le travail ordinaire, on doit toujours s'attendre à des ruptures partielles; on cherche à faire porter celles-ci sur des pièces peu coûteuses et faciles à remplacer, telles que les *mouflettes*, les *allonges*, les *boîtes de sûreté*, dans les cages des cylindres, etc.

Circonstances d'où dépendent les conditions du volant. — D'après ce qui précède, on voit que toute la force de la machine réside dans le volant, et que l'on aurait beau agrandir le diamètre et la hauteur du cylindre de la machine à vapeur : si le volant restait dans les mêmes conditions qu'auparavant, on n'augmenterait pas d'une manière sensible la quantité de travail utilisable en un instant donné, bien que le travail continu de la machine se trouvât augmenté par ce seul changement.

La puissance du volant étant proportionnelle à sa masse,

au carré de sa vitesse angulaire et au carré de son rayon, il y aurait avantage à adopter une grande vitesse angulaire et un grand rayon pour diminuer le poids de la fonte et la force absorbée par les frottements des tourillons.

Pour ce qui concerne la vitesse du volant, on peut la régler à volonté en modifiant la force de la machine motrice; mais il convient de ne pas dépasser une certaine limite dans la vitesse que l'on fait prendre à un volant d'un poids donné, parce que la résistance du métal s'altère insensiblement, surtout si l'on n'a pas pris une bonne fonte, pareille à celle qu'on emploie pour la fabrication des bouches à feu. Dès que la cohésion du métal ne surpasse plus de beaucoup la force centrifuge, le moindre choc fait voler l'appareil en éclats d'une manière terrible. Souvent les volants se brisent inopinément. D'après toutes les observations faites jusqu'à ce jour, c'est surtout lorsqu'on ne travaille pas, lorsque la machine tourne à vide et avec la plus grande vitesse, que ces accidents se présentent.

Par la même raison on ne peut augmenter au-delà d'une certaine limite le diamètre du volant, sous peine de développer une force centrifuge dangereuse, et aussi parce que les difficultés de donner au volant la rectitude et la solidité nécessaires croissent avec son diamètre.

Il faut par conséquent observer entre le poids, la vitesse et le diamètre du volant, dont l'anneau est toujours la partie la plus puissante, un certain rapport qu'il paraît impossible de déterminer *à priori* et auquel l'expérience doit conduire dans chaque cas particulier. Nous manquons encore de données exactes sur les changements qu'il est avantageux de faire au volant, lorsqu'on modifie la force motrice.

Formules de Morin. — Voici quelques calculs relatifs aux volants que j'extrais de l'Aide-Mémoire de mécanique pratique de M. A. Morin, p. 190. Le travail de M. Morin paraît être un des moins imparfaits qui ont été publiés sur cette matière.

Pour simplifier la solution de la question concernant l'établissement des volants, on néglige ordinairement l'influence de leurs bras, et on détermine seulement le poids qu'il convient de donner à l'anneau.

Si l'on appelle *a* l'épaisseur de l'anneau ou sa largeur parallèlement à l'axe de rotation, *b* sa largeur dans le sens du rayon, R son rayon moyen, mesuré au milieu de l'anneau; le poids P de cet anneau en fonte aura pour expression P = 45239 *a b* R.

Des conditions locales, et particulières à la machine elle-même, servent à déterminer le rayon du volant, et dans les formules suivantes on le suppose connu; mais il convient d'observer que la vitesse à la circonférence du volant ne doit pas excéder, mais peut atteindre, 25 à 30 mètres par seconde.

Pour les laminoirs à grandes tôles et à fers en barres on détermine le poids de l'anneau du volant par la formule : $P = 150000\ N\ K : m\ V^2$, dans laquelle on représente par P le poids cherché, par N la force en chevaux transmise par le moteur à l'arbre du volant, par V la vitesse moyenne de la circonférence milieu du volant, par *m* le nombre de tours du volant par minute, et par K un coefficient numérique qui doit être déterminé par expérience, et auquel M. Morin assigne des valeurs qu'on ne saurait admettre.

Poids, vitesse et diamètres des volants employés dans diverses usines à laminoire.

Désignation des usines	Poids de la bague	Poids total	Nombre de tours par minute	Diamet. exter en pieds anglais	Force de la machine en chevaux
Monceau-sur-Sambre	8500 k.	—	80	16	75
Anzin	—	12000 k.	80	18	60
Moire (Volant des trains)	—	20000 k.	80	16	
Moire (Volant du marteau)	—	8200 k.	20	25	
Yve (Grand volant,)	—	11000 k	85	16	70
Yve (Petit volant)	—	2000 k	150	6	
Décazeville	—	16000 k	75	17	100
Marchienne-au-Pont	—	12000 k.	80	27	40
Marchienne-au-Pont	—	13000 k.	66	17	60
Couillet.	10500 k (?)	18000 k	72	20	80
Couillet.	8780	14481 k	72	18	60
Zine.		7758 k	—	—	30(?)

DES ENGRENAGES.

Définitions. — Pour le tracé des dents d'engrenage, on détermine en premier lieu deux cercles dont les rayons soient entre eux dans le rapport inverse des nombres de tours que doivent faire deux roues engrenantes. Les cercles ainsi déterminés se nomment *cercles primitifs* ou *proportionnels*. L'*épaisseur* des dents se mesure sur la circonférence de ces cercles. La partie des dents qui est en dehors des cercles primitifs se nomme la *face*, celle qui est en dedans se nomme le *flanc*. La somme de l'épaisseur et du *creux* (également mesurés sur la circonférence primitive), ou la distance de deux dents consécutives, mesurée de milieu en milieu, forme ce que l'on nomme le *pas* de l'engrenage.

Épaisseur des dents. — Les dents d'engrenage appartiennent aux parties du système qu'il importe le plus de soustraire aux chances de rupture. Mais nous ne pouvons calculer l'épaisseur qu'il convient de donner aux dents des engrenages employés dans les laminoirs, parce que, d'une part, nous ne connaissons pas le plus grand effort que ces dents auront à supporter, et que, d'autre part, les effets du choc échappent à nos calculs. On ne peut résoudre ce problème que par la pratique.

La formule de Tredgold (Aide-Mémoire de mécanique pratique de Morin, p. 264), $b = 0{,}105 \sqrt{P}$, dans laquelle b désigne l'épaisseur des dents, exprimée en centimètres, et P le quotient obtenu en divisant la force de la machine, exprimée en kilogrammètres, par la vitesse de la circonférence primitive de la roue, a été calculée en faisant abstraction du volant, et ne peut, par cette raison, convenir dans les forges. Mais elle s'applique assez bien à plusieurs cas particuliers des usines à fer, si on multiplie son second membre par 1,5, ce qui donne $b = 0{,}15 \sqrt{P}$, de sorte que le plus grand effort normal à exercer par le volant d'un laminoir, cet effort étant assimilé à une pression, paraît se rapprocher de trois fois la force de la machine motrice.

Comme la force de la machine d'un laminoir se trouve tout entière dans le volant, au lieu d'exprimer la valeur de b en fonction de la force du moteur, il serait plus rationnel de faire dépendre cette quantité des éléments qui influent sur la puissance du volant. L'expérience prouve aussi que des dents d'engrenage, assez fortes pour un volant donné, deviennent trop faibles et cassent lorsque, toutes les autres parties de l'appareil restant intactes, on donne plus de puis-

sance au volant. La même observation s'applique aux bras des engrenages, aux arbres de rotation, et en général à toutes les parties du système qui servent de véhicule à la force motrice : les formules au moyen desquelles on calcule leurs dimensions devraient être des fonctions explicites des éléments qui déterminent la puissance du volant.

Voici du reste, une application numérique de la formule $b = 0,15 \sqrt{P}$. Nous admettons que les dents d'engrenage, dans le système n° 1 de Couillet, pris pour exemple, aient deux pouces anglais d'épaisseur; elles n'ont réellement que 1,75 pouce d'épaisseur, mais cette quantité est reconnue trop faible.

Le *grand engrenage* fait 15 tours par minute, et il a un rayon primitif d'environ $2^m,60$, ce qui donne pour la vitesse à la circonférence primitive $2\pi 2,60 \cdot 15 : 60 = 4$ mètres. Par conséquent $P = 60 \cdot 75 : 4 = 1125$; d'où l'on tire $b = 0,15 \sqrt{1125} = 0^m,05 = 2$ pouces anglais.

Il y a des cas où les dents d'engrenage doivent être plus fortes que ne l'indique la formule empirique; par exemple, lorsque la fonte dont les engrenages sont formés n'est pas de bonne qualité, lorsqu'un pignon conduit deux roues au lieu d'une, lorsque, par une disposition vicieuse de l'appareil, les engrenages doivent transmettre au volant l'effet des chocs à amortir, etc.

Autres dimensions des dents. — Dans les laminoirs, on donne aux dents une *largeur* égale à environ six fois leur épaisseur, mesurée sur la circonférence primitive.

La *saillie* des dents sur l'anneau, leur *longueur* ou *hauteur*, se prend égale à 1,2 fois leur épaisseur.

Digitized by Google

Le *creux* doit être égal à l'épaisseur de la dent, augmentée d'un dixième environ.

Le *pas* de l'engrenage sera par conséquent égal à 2,1 fois l'épaisseur des dents.

L'*épaisseur des dents à l'extrémité* égale au moins la moitié de l'épaisseur sur la circonférence primitive.

Nombre des dents. — Le nombre des dents d'une roue se calcule de manière que le pas soit exactement le même que pour la roue qui engrène avec elle. Dans cette détermination on doit avoir égard à la contraction inégale que les roues de dimensions différentes éprouvent lorsqu'elles se solidifient dans les moules.

Tracé pratique des engrenages plans à épicycloïdes. — La difficulté d'exécution du tracé théorique fait que l'on s'en écarte un peu dans la pratique. Voici comment on opère : le pas de l'engrenage et les rayons des cercles primitifs étant déterminés, on divisera les circonférences en autant de parties qu'elles doivent contenir de dents, en partant du point où les cercles coupent la ligne des centres CC' (*fig.* 22) et on marquera sur les circonférences l'épaisseur de chaque dent. Par le premier point *b* de division du cercle *C'a* du pignon placé à une distance de la ligne des centres, égale au pas, on mènera un rayon C'*b*, qui rencontrera le cercle dont le diamètre est C'*a*, en un point *d*. On joindra le point *d* avec le premier point *b'* de division du cercle primitif C*a* de la roue; sur le milieu de la ligne *b'd*, on élèvera une perpendiculaire qui rencontrera la circonférence du rayon C*a* en un point, que l'on prendra pour le centre d'un arc de cercle dont le rayon sera la distance de ce même point à *b'* et *d*, et qui formera la courbe de la dent.

Le rayon du cercle que l'on substitue à l'épicycloïde étant déterminé, on tracera toutes les dents avec la même courbure sur les deux faces.

Les faces des dents du pignon se tracent d'une manière analogue, en déterminant le point *g* par le rayon C*e*.

Du point C comme centre, avec le rayon C*d*, on décrira une circonférence de cercle qui limitera la longueur des dents de la roue, de manière que l'une cesse de pousser quand la précédente arrive à la ligne des centres. Une circonférence décrite avec le rayon C'*g*, limitera la longueur des dents du pignon.

Par le centre C et par le point *b'* on mènera un rayon qui donnera la direction du flanc. On en fera autant pour l'autre face de la dent.

Les circonférences des rayons C*d* et C'*g* rencontrent la ligne des centres en des points en deçà desquels on portera jusqu'à *n* vers C, et jusqu'en *m* vers C', sur CC', une longueur égale à 0^{m}008 environ; puis des points *m* et *n* ainsi déterminés, avec les rayons C'*m* et C*n*, on décrira des circonférences qui, en rencontrant les flancs des dents du pignon et des dents de la roue, limiteront leur longueur de l'autre côté et formeront le fond du creux.

Autre tracé. — En prenant toujours la longueur des dents = 1,2 *b* (minimum) ou = 1,5 *b* (maximum), le minimum étant applicable aux engrenages de grandes dimensions, et le maximum à ceux de petites dimensions, le pas = 2,1 *b*; la largeur des dents = 6 *b* ou 6,5 *b* (maximum). On pourra encore procéder au tracé des engrenages épicycloïdaux de la manière suivante : ayant divisé la longueur de la dent en sept parties et pris pour circonférence pri-

mitive celle qui passe par la quatrième division, on marquera le pas de la denture sur cette circonférence, puis l'épaisseur de chaque dent, et, avec le pas comme rayon, on décrira des arcs de cercle qui donneront la partie courbe des dents.

Emboîtement des dents. — Quand le travail s'exécute sans chocs, les dents ont la même largeur que l'anneau ou la couronne; dans le cas contraire, on conserve aux dents les dimensions données par le calcul, mais on augmente la largeur de la couronne, qui présente alors deux joues entre lesquelles les dents se trouvent comprises. De cette manière la résistance des dents se trouve augmentée. La hauteur des joues varie. Lorsqu'elles n'emboîtent les dents qu'en partie, les deux roues engrenantes peuvent être munis de joues et se trouver disposées d'une manière semblable; il faudra seulement avoir soin de ne pas faire les joues assez longues pour que celles de l'une des roues puissent toucher celles de l'autre. Lorsque les dents de l'une des roues sont entièrement emboîtées, celles de l'autre doivent nécessairement rester libres.

Dans les laminoirs, où il s'agit de prendre toutes les précautions possibles contre les accidents auxquels les engrenages sont exposés, on donne au grand engrenage des dents entièrement emboîtées, et des dents libres à son pignon, qui est une pièce bien moins importante que le grand engrenage. Les autres engrenages et leurs pignons reçoivent des dents à demi emboîtées.

L'épaisseur des joues est prise tantôt égale à la moitié de l'épaisseur des dents, tantôt égale à la moitié de l'épaisseur de la couronne. Quant à l'épaisseur de cette dernière, elle

n'est jamais moindre que celle de la dent, ni plus grande qu'une fois et demie celle de la dent.

Nombre et dimensions des bras d'engrenage. — Le nombre des *bras* ou *rais* que doit avoir une roue d'engrenage n'est pas, jusqu'à présent, déterminé rigoureusement. L'expérience a appris que jusqu'à 1^m de diamètre, quatre bras sont suffisants; de 1^m à 2^m de diametre, 6 bras paraissent nécessaires et sont suffisants; au-delà de 2^m de diamètre, on met 8 bras, et bien rarement on dépasse ce nombre.

Soit que les bras en fonte se coulent d'une seule pièce avec la couronne qui porte les dents (et c'est ce que l'on fait pour les roues d'un petit diamètre, c'est-à-dire dont le rayon ne dépasse pas 1^m), soit que les bras se coulent séparément de la couronne, on donne toujours à leur section la forme en croix, dont la plus grande branche *b* (*fig.* 23), est dans le sens de l'effort exercé à la circonférence. Cette partie *b* doit donc être telle qu'elle résiste à cet effort. Dans la pratique on ne peut empêcher qu'il ne se produise sur les bras des efforts qui tendent à leur faire subir une inflexion dans le sens latéral, et c'est pour s'opposer à cet effet qu'on renforce les bras par des nervures *a'*.

L'effort le plus considérable s'exerçant près du moyeu de la roue, on fait les bras plus larges en cet endroit que près de la couronne, afin de se rapprocher de la forme d'égale résistance. On donne d'ailleurs au moyeu une épaisseur telle qu'elle permette un bon calage sur l'arbre; 10 à 12 centimètres peuvent être regardés comme maximum de cette épaisseur. Les bras sont plus minces que la jante n'est large, et assez ordinairement leur épaisseur est 1/5 de celle de la couronne. Cette proportion est bonne pour les petits en-

grenages, c'est-à-dire pour ceux au-dessous de 2me diamètre.

Dans les grands engrenages, on se contente de prendre pour épaisseur du bras et de sa nervure 1/4 de la largeur de la couronne. Les nervures latérales doivent avoir au plus l'épaisseur du bras. Souvent on donne au bras pour largeur près de la jante, les 2/3, d'antres fois 4/3 de la largeur près du moyeu. (Extrait du Cours de construction des machines de Walter de Saint-Ange.)

En représentant par b l'épaisseur d'un bras d'engrenage dans le sens de l'effort et mesurée près du moyen, par c sa longueur, et par P l'effort auquel il doit résister, on a, d'après Morin, $b^3 = P\,c$: 230000. Dans les laminoirs, P ne saurait être déduit de la force de la machine motrice, à cause de la présence du volant. Comme on n'a pourtant, dans l'état actuel de nos connaissances, aucun autre moyen pour trouver la valeur exacte de P, on ne parvient à rendre la formule précédente applicable aux laminoirs qu'en y introduisant un coefficient numérique, et déterminant P d'après le maximum hypothétique de force motrice que peut absorber le train qui doit être mû par l'engrenage à construire. Le coefficient 1,3 paraît conduire à des résultats assez conformes aux données de la pratique; de sorte que $b^3 = 3{,}373$ ($P\,c$: 230000). Cette dimension b sera réduite aux 4/5 vers l'anneau, la largeur a, (*fig.* 23), restant la même sur toute la longueur du bras.

Quant à la nervure que l'on répartit également des deux côtés du bras, près de l'anneau qui porte les dents, elle affleurera l'anneau de part et d'autre, et l'on fera $a' = 1{,}3$ a. Cette nervure aura aussi une largeur plus grande d'un cinquième près du moyeu ou de l'axe que près de l'anneau.

L'équation ci-dessus suppose encore $b = 5,5\ a$. L'épaisseur b' de la nervure peut être prise $= 0,66\ a$. Observons néanmoins que, dans l'équation qui donne la valeur de b, on néglige l'effet de la nervure, dont l'objet principal est d'empêcher le bras de fléchir perpendiculairement au plan de la roue.

Pour le *grand engrenage* de la machine n° 1 de Couillet, on a P = 1125 k. et $c = 2^m$. Par conséquent, $b^3 = 3,375$. $1125.2 : 250000$, et $b = 0^m,33$. On a donc $a = 0^m,06$, $a' = 0^m,1$ et $b' = 0^m,05$ à peu près. On a donné à la section du bras la forme d'un trèfle pour l'embellir et le renforcer.

Dans les *engrenages des trains* on a pris la largeur a à peu près égale à celle de la couronne, pour faciliter les assemblages, ce qui exige qu'on remplace a par sa nouvelle valeur en fonction de b, dans la formule générale de la résistance des bras d'engrenage. (*Voir Morin.*)

Diamètres des tourillons pour résister à la flexion. — D'après Robertson Buchanan, M étant le double de la pression supportée par le tourillon exprimée en kilogrammes, et d le diamètre du tourillon exprimé en centimètres, ce diamètre est donné par la formule $d^3 = 1,458$ M, si le tourillon est en fer fondu. On a pris la longueur du tourillon égale à son diamètre.

Application de cette formule aux tourillons de l'arbre du volant de la machine n° 1 de Couillet. — On peut admettre que le tourillon le plus rapproché du volant n'a jamais à résister à une pression plus grande que 14,000 kil. Dans ce nombre, la pression due au poids du volant est prise = 9,700 kil., celle provenant des deux engrenages montés aux extrémités de l'arbre = 2,200 kil., celle due au poids du

l'arbre = 1,500, et celle due au pignon du grand engrenage = 600 kil.; total, 14,000 kil. Il en résulte que M = 28,000; d'où d^3 = 1,458.28,000 et d = 34 cent. à peu près. Le constructeur n'a donné au tourillon dont il s'agit qu'un diamètre de 1 pied anglais ou 31 cent. à peu près.

Diamètres des tourillons pour résister à la torsion. — Si on désigne par A la quantité de travail transmise à la roue dans une minute, exprimée en kilogrammètres, par n le nombre de tours que l'arbre fait dans le même temps, par d le diamètre du tourillon exprimé en centimètres, on a n d^3 = 3 A. La longueur du tourillon est prise égale à d. Avec ces dimensions l'arbre est capable de résister aux efforts de torsion qui agissent sur lui. On donnera au tourillon un diamètre égal à la plus grande des valeurs obtenues dans les deux cas.

Application aux tourillons de l'arbre du volant de la machine n° 1 de Couillet. — L'arbre du volant de la machine n° 1 de Couillet transmet par minute une quantité de travail égale à 60 + 75 + 60 = 270,000 km.; n = 72; donc d^3 = 5.270,000 : 72 = 18,750 et d = 0m,27 à peu près.

Tourillons de l'arbre du train à rails. — Il est évident que les tourillons de cet arbre résisteront à la torsion, si on leur donne un diamètre égal à celui que nous venons de trouver pour les tourillons de l'arbre du volant, dans le cas de torsion; car cet arbre ne doit généralement transmettre que la moitié du travail que l'arbre du volant peut exécuter, par suite de sa liaison avec la machine à vapeur et le volant. Et s'il arrive quelquefois que l'on ne travaille qu'au train à rails, l'arbre de ce train sera encore assez fort, parce

Google

que le nombre de tours qu'il fait par minute n'est pas très différent de celui de l'arbre du volant, que le travail à transmettre a déjà été diminué par les frottements, et qu'enfin le coefficient 5 tient compte du surcroît de travail que la machine a à faire, lorsqu'on vient à engager une barre dans les cannelures des cylindres.

Les mêmes observations s'appliquent aux tourillons de l'arbre du train ébaucheur.

Les arbres résistent d'ailleurs à la flexion, puisque les tourillons de celui qui est le plus chargé ne supportent pas un effort de 5,000 kil., auquel correspond le diamètre $d = 0^m,24$ déduit de la formule $d^3 = 1,438.10,000$.

De la grosseur des arbres en fer fondu. — d étant le diamètre d'un tourillon calculé d'après la méthode précédente, et l la longueur de l'arbre, si cette longueur ne surpasse pas 12 d, on donnera au corps de l'arbre pour section soit le cercle, soit un polygone circonscrit au cercle ayant pour diamètre d, augmenté de 1/10. Au-delà de ces limites de longueur, on calculera directement le corps de l'arbre. Par exemple, s'il s'agissait d'un arbre carré, posé sur deux appuis et chargé en son milieu, on déterminerait l'épaisseur q qu'il faudrait lui donner à l'aide de l'équation $Pl : 4 = 2,800 . q^3 : 6\sqrt{2}$. Dans cette équation P = 5 fois la charge supportée par l'arbre (car il s'agit ici d'arbres de rotation), l la longueur de l'arbre en centimètres. Pour l'arbre du volant de la machine n° 1, on aurait P = 5 + 28,000 kil., $l = 350$ cent. En substituant ces valeurs dans l'equation précédente, on trouve $q^3 = 26,250\sqrt{2} = 37,012$; d'où $q = 33$ cent. En déterminant q directement,

on aurait eu $q = 33$ cent. à peu près, comme ci-dessus. Le constructeur a pris $q = 33$ cent.

S'il s'agissait d'un arbre cylindrique en fonte, chargé en son milieu, on se servirait de la formule $P\ l = 2{,}800\ \pi\ r^3$; r désignant le rayon de l'arbre, l sa longueur, et P le quintuple de la charge supportée.

Si l'arbre cylindrique était chargé en un point situé à des distances m et n des points d'appui, on emploierait la formule $P\ m\ n : l = 2{,}800\ \pi\ r^3 : 4$.

De la pose des roues d'engrenages. — Pour qu'une roue d'engrenage remplisse parfaitement son objet, il ne suffit pas qu'elle soit exécutée avec soin, il faut encore qu'avant de la caler définitivement sur son arbre, le monteur se soit assuré : 1° qu'elle tourne rond, c'est-à-dire qu'elle est exactement centrée; 2° qu'elle est déganchie, ou que le plan de son cercle de fonte est perpendiculaire à l'axe de l'arbre, et 3° que son cercle primitif (ligne de portée) coïncide avec celui de la roue avec laquelle elle doit engrener.

Voici comment le monteur procède pour vérifier que les deux premières conditions sont remplies, en supposant qu'il s'agisse d'un engrenage plan dont l'arbre soit horizontal et à section carrée. La roue étant solidement fixée, à l'aide de fausses cales, sur l'arbre qui repose sur ses deux tourillons, de manière à tourner facilement sans changer de position, on place à l'une des extrémités du diamètre horizontal de la roue, à une hauteur quelconque, une planchette évidée pour le passage de la roue, dressée et clouée solidement sur quelques pièces de bois : en prenant avec une règle la distance de la ligne de portée de la roue à une ligne quelconque tracée en face sur la planchette, faisant tourner la roue,

répétant la même opération, d'abord sur les deux faces opposées de la roue et de l'arbre, puis sur le champ, et desserrant ou serrant au besoin les fausses cales d'une petite quantité à chaque fois, et avec patience, on amène bientôt la roue à tourner rond. Il ne faut pas ici se contenter d'une approximation; les roues ne sont jamais trop bien centrées et dressées, sans quoi les frottements sont considérables et les dentures s'usent d'autant plus rapidement que la vitesse sera plus grande. Une grande roue sur un arbre carré ne doit pas avoir un millimètre de faux rond.

Lorsque la roue est bien centrée et déganchie, et qu'on a vérifié la coïncidence de son cercle primitif avec celui de la roue engrenante, on la cale définitivement à l'aide de coins de bois, entremêlés de coins de fer, qu'on chasse à coups de marteau ou à coups de mouton, si les dimensions de la roue l'exigent.

Vitesse avec laquelle se meuvent les machines ouvrières du laminoir de Couillet. — *Machine n° 1.* — Force motrice, 60 à 80 chevaux. Le marteau frontal, qui pèse 7,000 kil., fournit 60 à 72 coups par minute. Le squeezer oscille environ 64 fois pendant le même temps, et les cisailles 15 à 18 fois. Par minute le volant, dont l'anneau pèse 9,000 kil. et qui a 18 pieds anglais de diamètre, fait 72 à 85 tours; le train à rails 48 à 60, et le train ébaucheur moyennement 40. Les cylindres de ces trains ont respectivement 14 et 16 pouces anglais de diamètre.

Machine n° 2. — Force motrice, 80 chevaux. Le volant, dont l'anneau pèse 10,000 kil. et qui a 20 pieds anglais de diamètre, fait 80 révolutions par minute; le train à tôle 25; le train à rails et fendeur 80, le train marchand et à petits

Digitized by Google

fers 140 à 150 ; les cisailles du train à tôle donnent 25 coups, et celles du train à rails et fendeur 16 coups par minute. Les cylindres du train à tôle ont 18 pouces anglais de diamètre, ceux du train à rails 14 pouces, et ceux des deux trains partiels du train marchand et à petits fers respectivement 10 et 8 pouces.

Conditions de vitesse auxquelles doivent satisfaire les machines ouvrières d'un laminoir ; force motrice absorbée et travail effectué par ces machines. — De toutes les machines d'un laminoir, il n'y a que le marteau pour lequel il soit possible de calculer la force motrice nécessaire. Les trains, les cisailles et le squeezer prennent au moteur des forces qui varient avec les résistances à vaincre. Celles-ci surpassent souvent la puissance du moteur et exigent que le volant cède une portion de sa force vive. Les forces indiquées dans ce paragraphe sont celles que fournit le moteur et non celles qui sont réellement employées pour le travail. On suppose que chaque machine ouvrière travaille au moyen d'un moteur particulier et que les cylindres ont les mêmes diamètres qu'au laminoir de Couillet.

Pour un *marteau frontal* de 4,000 à 5,000 kil. donnant 70 à 75 coups par minute, il faut une force de 12 à 15 chevaux. Il serait bon qu'on eût un marteau pour 10 à 12 fours à puddler.

Un *squeezer* devrait faire 80 à 90 oscillations par minute. Alors il effectuerait, pour le moins, autant de travail qu'un marteau frontal, et il consommerait, à ce que l'on pense, une force de 8 à 10 chevaux.

On ne tient pas grand compte de la force nécessaire pour

activer les *cisailles*. Une cisaille peut suffire pour une fabrication de 100 tonnes d'ébauché par semaine.

Les *cylindres ébaucheurs* reçoivent une vitesse de 30 à 40 tours par minute. Il serait bon d'avoir un train ébaucheur à deux équipages pour 10 à 12 fours à puddler. Force motrice pour ce train, 20 chevaux.

On peut admettre qu'il faut une force de 40 chevaux pour faire fonctionner un marteau, un squeezer et un train ébaucheur.

Un *train à rails* composé de deux équipages dont les cylindres font 50 à 70 révolutions par minute, doit être desservi par une machine de 40 à 45 chevaux, si l'on veut que celle-ci puisse vaincre toutes les pressions imprévues qui peuvent se présenter dans la fabrication des diverses espèces de rails. La fabrication à ce train peut s'élever, par 24 heures, de 14,000 à 18,000 kil. de rails, suivant que ceux-ci sont plus ou moins légers.

La vitesse des *laminoirs à tôle* varie, avec la nature des échantillons, depuis 25 tours jusqu'à 40. La puissance motrice nécessaire à un train de deux équipages varie entre 30 et 40 chevaux, suivant que les tôles sont plus ou moins minces. Un pareil train peut fournir, en travail continu, 55,000 à 60,000 kil. de petites tôles par mois; le même système de travail appliqué aux grandes tôles peut donner 180 tonnes par mois.

La vitesse que l'on imprime aux *trousses de fonderie* varie de 50 à 80 tours par minute. On peut estimer à 8 ou 10 chevaux la puissance absorbée par la cage de fenderie. — En travail continu de jour et de nuit, une fenderie pourvue d'un espatard produit par semaine 40 tonnes de verge

de 0m,005 à 0m,006. Les fenderies qui travaillent en verges de 0m,009 à 0m,013 peuvent fabriquer 35 tonnes par 12 heures.

La consommation de force motrice nécessaire au service d'un *petit train* pareil à celui de Couillet peut être estimée à 10 chevaux. Dans les laminoirs où l'on travaille à 250 tours avec des cylindres de 0m,20 de diamètre et 5 cages, il faut un moteur d'environ 15 à 20 chevaux, et l'on peut admettre qu'il faut 12 à 15 minutes pour passer 100 kil. de fer. A ce dernier train, on peut fabriquer sans difficulté 5 à 6,000 kil. de fil de fer en 24 heures.

Modifications dont le système n° 1 de Couillet est susceptible. — En discutant les différents moyens de transmission, nous avons été conduit à regarder le système n° 1 de Couillet comme remplissant généralement toutes les conditions que l'on pouvait exiger. Mais il n'en peut plus être de même lorsqu'on considère les circonstances particulières où se trouve l'appareil dont il s'agit, et surtout lorsqu'on a égard aux trains que cet appareil fait mouvoir. En effet les vitesses nécessaires aux trains à rails et à ébaucher du système n° 1 de Couillet sont comprises dans des limites assez larges pour qu'en modifiant les diamètres des cylindres (ce qui est permis), et en diminuant un peu la vitesse du volant, il soit possible de conduire les deux trains directement par l'arbre de ce réservoir de force et conséquemment de supprimer deux engrenages, un pignon, plusieurs paliers, etc.

L'avantage de cette simplification ne consiste pas seulement dans une diminution notable des frais d'établissement, mais encore dans une plus grande solidité qu'elle procure au système et dans la diminution des chômages dûs aux réparations.

Les dents d'engrenage sont la partie faible du système n° 1 de Couillet. Très souvent la rupture d'une dent de pignon ou d'engrenage oblige à suspendre les travaux, tandis que dans d'autres usines les accidents, plus rares d'ailleurs, ne portent que sur des manivelles et des arbres de communication.

La faiblesse de la denture, dans le système n° 1 de Couillet, peut tenir aux trois causes suivantes : 1° on ne choisit pas convenablement la fonte avec laquelle on coule les engrenages, ce qui fait, non-seulement que les dents s'usent en peu de temps, mais qu'elles sont en outre dépourvues de la ténacité et de l'élasticité nécessaires; 2° on a augmenté la vitesse et le poids du volant sans donner en même temps plus d'épaisseur aux dents; 3° les engrenages sont trop nombreux, eu égard à la nature des trains activés; à la vérité, les engrenages des trains donnent un avantage à la puissance, mais ils augmentent en même temps les leviers au moyen desquels les résistances agissent sur les dents des pignons, et par conséquent ils favorisent la destruction des dents d'engrenage.

VI

DES POMPES.

On distingue trois espèces de pompes : la pompe *aspirante*, la pompe *aspirante et foulante*, et la pompe simplement *foulante*.

Digitized by Google

La pompe *aspirante* est celle qu'on voit dans la figure 24. Supposons que le piston soit amené sur la surface de l'eau EF. Si on élève le piston, la soupape c' au bas de la pompe s'ouvrira, tandis que les soupapes à clapet d et e du piston restent fermées, de sorte que l'eau peut s'introduire dans le corps de pompe. Quand, au contraire, le piston descend, la réaction de l'eau force les soupapes d et e à s'ouvrir, passe par-dessus le piston et sort par le dégorgeoir m. La soupape c' se ferme en vertu de cette même pression que le piston exerce sur l'eau en descendant.

Il est évident que la partie du corps de pompe comprise entre la surface du niveau de l'eau et le piston ne peut être plus étendue que la colonne d'eau qui fait équilibre à la pression atmosphérique, laquelle est de $10^m,33$; elle doit être même en dessous de cette hauteur, à cause de l'air que l'eau renferme, qui se dégage et qui réagit en sens contraire de l'air atmosphérique.

Quant au travail utile de cette pompe, il est égal au poids de l'eau élevée à chaque oscillation, multiplié par la hauteur comprise depuis le niveau du puisard jusqu'au dégorgeoir.

Dans la pompe *aspirante et foulante* (*fig.* 25) il n'y a pas de soupape au piston, et l'eau est refoulée dans un tuyau latéral quand le piston descend; elle est aspirée, comme dans la pompe précédente, quand le piston monte. Il y a une soupape *mn* à l'entrée du tuyau qui s'ouvre du dedans au dehors quand le piston descend, et qui se ferme pendant l'aspiration et empêche l'eau du tuyau latéral de descendre.

Il est facile de voir ici quelles sont les pressions qui sont

exercées sur les deux surfaces du piston quand il monte et quand il descend.

La pompe *foulante* se distingue de la pompe aspirante en ce que le corps de pompe, la soupape et le piston sont immergés dans le puisard, et l'eau monte par le refoulement le long d'un tuyau placé au-dessus de tous ces objets, et cette eau peut parvenir à une hauteur indéterminée. L'effort que doit exercer le moteur appliqué à une pompe foulante, est équivalent au poids d'une colonne d'eau ayant pour base la surface du piston, et pour hauteur la distance entre la surface du puisard et le point la plus élevé où l'eau parvient, quels que soient la forme, le diamètre et l'inclinaison du tuyau montant. — Il est important dans une pompe foulante que la différence de diamètre entre le tuyau montant et le corps de pompe soit le moindre possible, et que les soupapes laissent la plus grande ouverture (*fig.* 26).

Travail du frottement du piston contre son corps de pompe. — Ce frottement se trouve au moyen de la formule $2\pi re\,fp$. $2\pi r$ est la circonférence du piston, e son épaisseur, f le rapport du frottement à la pression, et p la différence des pressions unitaires exercées sur les deux faces du piston, différence qui est égale à la pression unitaire exercée sur la surface flottante.

On a pour les garnitures de chanvre $f = 1/6$.

» de cuir $f = 1/6$,

» de cuivre $f = 1/8$ à $1/10$.

Pour que le piston conserve sa position, on doit avoir :

$$e : 2r :: f : 1\text{, d'où } e = 2rf.$$

Enfin on doit compter 1/10 pour le frottement des articu-

lations à la tige du piston. Cela posé, la formule du frottement deviendra :

$$F = \frac{22}{5} \pi r^2 p f^2.$$

Pour avoir le travail de ce frottement on calculera la vitesse moyenne du piston que l'on multipliera par le frottement.

Travail des pompes. — Le travail développé par une force pour faire jouer le piston d'une pompe est égal au travail utile, plus au travail du frottement du piston, plus au travail perdu par les contractions qui ont lieu par les ouvertures des soupapes, plus au travail absorbé par l'inertie de l'eau. Nous savons déjà de quelle manière on calcule les deux premiers travaux. Quant à la perte occasionnée par les ouvertures des soupapes, on cherche à l'atténuer et à la rendre presque nulle, dans les pompes aspirantes, en faisant mouvoir le piston dans une partie du corps de pompe plus grande que le reste du cylindre, de manière à pouvoir pratiquer dans le piston des ouvertures pour les soupapes qui offrent à l'eau une issue au moins égale à la partie inférieure du corps de pompe. Enfin le travail absorbé par l'inertie étant donné par la formule $1/2 \frac{P}{g} V^2$, dans laquelle P désigne le poids de l'eau à soulever dans une oscillation, et V la vitesse que le moteur lui imprime, on voit qu'il suffit de faire mouvoir lentement le piston pour rendre ce travail le moindre possible.

Comme les changements fréquents de direction dans le mouvement du piston occasionnent aussi une perte de force,

il convient de rendre la volée du piston aussi grande que possible. Dans les pompes à main on donne ordinairement 0m,32 et dans les pompes mues par l'eau ou le vent 0m,50 à 3m de volée.

En comprenant le travail de l'inertie dans le travail utile, on peut admettre que, dans les meilleures pompes, le travail utile est au plus les 2/3 du travail dépensé par le moteur. Le plus souvent le travail utile n'est que la moitié du travail dépensé.

Formules diverses. — 1°) Soient d le diamètre (en décimètres ou en pouces) et l la levée du piston, nous aurons pour la quantité d'eau fournie à chaque oscillation l'expression $M = 0,90\, l\, d^2\, 0,7854 = 0,707\, l\, d^2$ litres ou pouces cubes dans laquelle on a diminué de 0,1 la quantité théorique, pour tenir compte de l'eau qui retombe dans le puisard.

2°) Désignons par P V l'effet utile de la pompe, c'est-à-dire le travail du moteur diminué de moitié en vertu des observations qui précèdent; par d le diamètre, et par l la levée du piston, par n le nombre d'oscillations fournies en une minute, par h la hauteur de l'eau au-dessus du piston, par h' la hauteur du piston au-dessus du niveau du puisard et par p le poids d'un litre ou d'un pouce cube d'eau ; nous aurons pour la pompe aspirante :

$$d^2 = \frac{P\,V}{0,7854\,.\,lnp\,(h+h')};$$

et pour la pompe foulante :

$$d^2 = \frac{P\,V}{0,7854\,.\,l\,n\,p\,h}.$$

3°) Soit v la vitesse du piston par seconde, $h = 10^m,33$

Digitized by Google

= 31,8 pieds de France, et h' la hauteur maximum à laquelle on peut élever le piston au-dessus du niveau du puisard, dans une pompe aspirante ; nous aurons :

$$h' = \frac{0,85(\sqrt{2gh} - v)^2}{2g}$$

EFFET UTILE D'UNE POMPE A MAIN.

Nous admettrons, d'après Gerstner, qu'un homme peut élever par jour 300 pieds cubes d'eau à 30 pieds de hauteur, au moyen d'une pompe ordinaire d'environ 3 pouces de diamètre. D'après cette indication, qui peut être considérée comme une moyenne de celles qui ont été données par divers auteurs, nous aurons un effet utile de 1800 livres élevées à un pied par minute, en comptant 8 heures de travail par jour.

POMPES MUES PAR L'EAU OU LE VENT.

Dans le calcul de la force nécessaire pour élever une quantité donnée d'eau à une hauteur donnée, on doit ajouter à cette dernière : 1° 1/20 à cause du frottement du piston; 2° autant de fois 3 décimètres (1',3418 de France) que le piston doit faire d'oscillations pour élever l'eau à la hauteur voulue, à cause de la force consommée pour donner à l'eau la vitesse nécessaire; c'est-à-dire que, si nous désignons par h la hauteur réelle, par h' la hauteur qu'il faut employer dans le calcul, et par x le nombre de coups de piston, nous devons avoir :

$$h' = \frac{21}{20} h + 0,3\,x.$$

Soit, par exemple, $h = 60$ m., nous aurons :

$$h' = \frac{21}{20} 60 + 0{,}5.24 = 75 \text{ m.}$$

car il est avantageux que l'amplitude de l'oscillation soit de de $2^m,5$, ce qui porte à $\frac{60}{2{,}5} = 24$ le nombre des oscillations nécessaires pour élever l'eau à la hauteur donnée.

Premier exemple. Quelle est la force consommée par deux pompes qui remplissent en 40 minutes un réservoir de 25' de long, 20' de large et 10' (mesure de France) de haut, et dont les dégorgeoirs se trouvent à 60' au-dessus du niveau inférieur de l'eau ?

La capacité du réservoir est $= 25.20.10 = 5000$ pieds cubes. Les pompes doivent par conséquent élever en une minute $\frac{5000}{40} = 125$ pieds cubes d'eau à une hauteur de 60'.

— Un pied cube d'eau pèse 69,5 livres, ce qui donne environ 8690 livres pour le poids des 125 pieds cubes. A la hauteur de 60' nous devons substituer

$$\frac{21}{20} 60 + 1',5418 \frac{60}{7} = 76'.$$

Pour élever 8690 livres à 76', il faut un travail $= 8690.76 = 660440$ livres-pieds $= 20$ chevaux-vapeur.

Deuxième exemple. Quelle largeur devraient avoir les tuyaux des pompes susmentionnées, si elles faisaient 40 oscillations de 2 pieds de hauteur par minute ?

A chaque coup de piston, les deux pompes doivent élever

Digitized by Google

chacune 125 : 80 = 1,56 pieds cube d'eau. Nous avons par conséquent

$$M = 1{,}56 \text{ pied cube} = 53,\ 5 \text{ litres},$$
$$l = 2' = 6{,}5 \text{ décimètres, et},$$

$$d' = \frac{53{,}5}{0{,}707.6{,}5}, \text{ ou } d = 3{,}41 \text{ décimètres} = 1{,}05 \text{ pieds de}$$ France.

Observation. Comme dans les pompes qui servent à approvisionner les villes, l'eau ne peut jamais s'élever verticalement dans les tuyaux, on doit remplacer, dans la formule précédente, 5 décimètres par

$$\frac{v^2\,L}{5\,D} \text{ mètres},$$

v étant la vitesse en mètres par seconde, L la longueur des tuyaux de conduite en mètres, et D le diamètre des mêmes tuyaux en centimètres.

On voit, d'après cette formule, combien il est important d'employer des tuyaux de conduite très larges, surtout lorsque ceux-ci doivent avoir une longueur considérable.

Tredgold compte pour chaque ménage dans une ville 280 litres d'eau par jour. En Angleterre on compte 56 litres pour chaque habitant, et si l'on comprend l'eau employée dans les fabriques et pour l'arrosage des rues pendant l'été, il faut pour chaque habitant en moyenne 112 litres d'eau par jour. Mais ces nombres doivent être considérés comme des maxima.

Troisième exemple. *Pompes de Mahlstetten.* — La hauteur verticale à laquelle on élève l'eau est de 438 pieds, et les conduits ont une longueur d'environ 3,000 pieds (mesure

Google

de Wurtemberg). Il y a deux pompes de 5 pouces de diamètre intérieur, mues directement par une roue hydraulique de 23 pieds de diamètre et qui reçoit l'eau par le sommet. La levée des pistons est de 16 pouces et la roue fait 2,5 tours par minute. La vitesse de l'eau motrice est de 208 pieds par minute à la surface du canal, qui a 15 pouces de large et 13'' de haut. Par conséquent la vitesse moyenne de l'eau dans le canal est de 4/5.208 = 166 pieds, et la quantité d'eau qui se jette sur la roue par minute

$= 166.45''$ de Wurt. $= 74,70$ pieds cubes,
$= 74,70.23,50 = 1755$ kil. par minute,
$= 29,26$ kil. par seconde.

Comme la chute est de $23' = 6^m,59$, l'effet théorique de la quantité d'eau employée $= 192,81$ kil. mèt. par seconde $= 2,57$ chevaux-vapeur.

A chaque oscillation, les deux pompes fournissent ensemble $2.0,7854.5^2.16 = 0,628$ pieds cubes d'eau, ce qui fait

$$2\ 1/2\ 0,628 = 1,57 \text{ pied cube};$$

ou plutôt, à cause de la perte par les pistons,

$$0,90.1,57 = 1,413 \text{ pied cube par minute},$$
$$= 0,636 \text{ litres par seconde}.$$

Les tuyaux de conduite ont 2 1/2 pouces 7 1/2 centimètres de diamètre, de sorte que l'eau s'y meut avec la vitesse

$$v = \frac{0,636}{(7,5)^2.0,7854} = 0^m,144 \text{ par seconde},$$

ce qui donne :

$$\frac{v^2 L}{5 D} = \frac{(0,144)^2 . 900^m}{5 . 7,5}$$

$$= 0^m,5 = 1\ 2/3 \text{ pied.}$$

Au lieu de la hauteur 438', nous devons prendre

$$438' + \frac{438'}{20} + \frac{438'}{1',6} \cdot 1\frac{2'}{3} = 917 \text{ pieds.}$$

Par conséquent l'effet à produire consiste à élever 1,415 pied cube d'eau à la hauteur de 917 pieds, ou 1296 pieds cubes à la hauteur de 1 pied par minute, tandis que l'effet théorique est de 74,70 pieds cubes élevés à 23 pieds, ou de 1718 pieds cubes à 1 pied par minute. Il résulte de là que l'effet utile produit par cette roue hydraulique est à l'effet dynamique de la force du cours d'eau comme 1296 : 1718 = 75 1/2 : 100.

Remarque. Bien que, dans cet exemple, la longueur de la conduite soit très grande, cependant la résistance due au frottement n'est que de $0^m, 5\ \varpi$, comme dans la première règle, ce qui, toutefois, tient uniquement à ce que la masse d'eau à conduire est très faible par rapport à la section du tuyau. Si l'on réduisait seulement cette section de 1/3, par exemple, la vitesse v ou $0^m,144$ deviendrait

$$3/2 . 0^m,144 = 0^m,216;$$

par conséquent

$$\frac{v^2 L}{5 D} = \frac{9}{4} . 0^m,5 = 1^m,125,$$

et la résistance du frottement serait plus que doublée.

Quatrième exemple. Dans la saline de Durrheim (grand-duché de Bade), les eaux salées sont élevées à une hauteur de 5 à 600 pieds à l'aide d'une pompe mue par un moulin à

vent dont les ailes ont 30 pieds de longueur. Cette pompe donne moyennement 30 pieds cubes d'eau par heure ou 9,375 litres par seconde ; et comme la pesanteur spécifique de l'eau salée = 1,2, cette quantité équivaut à 0,45 litre, ce qui porte l'effet utile à un cheval-vapeur environ.

Si nous prenons maintenant 800' = 240 mètres, au lieu de la hauteur de 600', pour tenir compte du frottement, l'effet utile du moulin à vent sera 108 k. m. par seconde, ce qui, d'après la formule relative aux moulins à vent rapportée plus loin, suppose que le vent a une vitesse de 12 pieds par seconde. On voit que les moulins à vent peuvent être d'un très bon service pour activer des pompes dans des endroits où il n'y a pas de chute d'eau et qui sont exposés au vent.

CALCUL DE LA PRESSE HYDRAULIQUE.

Cette machine si simple et si utile repose entièrement sur le principe d'après lequel un liquide n'est en repos dans un tuyau à deux branches que lorsqu'il se trouve des deux côtés au même niveau.

Si l'on augmente la hauteur de l'eau dans la branche étroite d'un tuyau par l'introduction d'une nouvelle quantité de ce liquide, il en résultera une augmentation de pression qui sera la même pour chaque point des deux branches, et les pressions totales P et P' sur les surfaces de l'eau dans les deux branches seront entre elles comme les sections des branches, où, si celles-ci sont circulaires, comme les carrés de leurs diamètres D et D'. Nous aurons par conséquent.

$$P : P' :: D^2 : D'^2, \text{ on}$$

Digitized by Google

$$P = P' \frac{D^2}{D'^2}.$$

Ainsi la puissance P qui fait équilibre à une résistance P' doit être d'autant plus petite que la branche de la force aura une section plus petite par rapport à la section de l'autre branche. Mais ici, comme dans toutes les machines, ce que l'on gagne en force, on le perd en temps.

Ordinairement l'eau est introduite dans la branche étroite au moyen d'une pompe que l'on fait communiquer avec un levier à branches inégales, pour ajouter encore à l'action de la puissance.

Soient D le diamètre de la pompe,
D' celui du cylindre comprimant,
L le bras de levier de la puissance K,
L' celui de la charge P,

nous aurons :

$$K : P :: D^2 L' : D'^2 L.$$

Au moyen de cette proportion, il sera facile de calculer l'une quelconque de ces quantités, lorsqu'on connaît les autres.

PREMIER EXEMPLE. Si l'on a D = 1", D' = 9", L = 36" et L' = 9", quelle sera la puissance nécessaire pour faire équilibre à un poids de 3364 k. dans le cylindre comprimant?

Les carrés des diamètres sont entre eux comme 1 : 81. Et comme les deux bras de levier sont entre eux comme 36 : 9 :: 4 : 1, la puissance sera à la résistance :: 1 : 81.4 = 1 : 324. De sorte que l'on pourra exercer une pression de 3364 kil., au moyen d'une puissance égale à $\frac{3364}{324}$

= 11 kil., car

$$k = \frac{P.D^2.L'}{D'^2.L} = \frac{3564.1.9}{9^2.36} = 11 \text{ kil.}$$

Toutefois la puissance qui agit sur le long bras du levier doit faire un chemin de 2.324 = 648", pour faire avancer le piston du cylindre comprimant de 1", attendu que la pompe n'agit qu'en descendant.

Deuxième exemple. Au moyen d'une force de 20 k. (avec laquelle un ouvrier ordinaire peut agir facilement sur le bras de levier), il s'agit d'exercer une pression de 2000 k. sur le piston du cylindre comprimant. Quel sera le diamètre de la pompe à employer?

Le rapport de la puissance à la résistance est comme 1 : 100, et si les deux bras de levier sont entre eux comme 1 : 4, les carrés des diamètres devront être entre eux comme 1 : $\frac{100}{4}$ = 1 : 25, et les diamètres eux-mêmes comme 1 : 5. Si donc le diamètre du cylindre comprimant est de 10", celui de la pompe sera $\frac{10}{4}$ = 2", car

$$D^2 = \frac{K\,D'^2\,L}{L'\,P} = \frac{20.10^2.4}{2000.4}\text{; d'où } D = 2''.$$

VII

ÉCOULEMENT DE L'EAU. — ROUES HYDRAULIQUES.

Dépense d'eau qui se fait par une ouverture sous une pression constante.

Dans l'écoulement de l'eau par un orifice, il faut distinguer deux cas :

1° Celui où la paroi est assez mince par rapport aux dimensions de l'orifice, pour que la veine fluide se détache complétement des côtés; on dit alors que la contraction a lieu comme *en mince paroi*. Ce cas a lieu toutes les fois que la plus petite dimension de l'orifice n'est pas moindre que l'épaisseur de la paroi ou de la vanne par laquelle l'eau s'écoule, et que celle-ci n'excède pas $0^m,05$ à $0^m,06$.

2° Celui où la paroi ayant une épaisseur au moins égale à une fois et demie la plus petite des dimensions de l'orifice, les filets fluides se rapprochent des parois et les suivent, de manière qu'à l'extérieur ils paraissent se mouvoir parallèlement à ces parois. C'est ce qui a lieu quand l'orifice est

prolongé par un tuyau additionnel. Le fluide paraissant alors sortir en remplissant complétement le tuyau, on dit qu'il s'écoule à *gueule-bée*.

Vitesse d'écoulement. Dans le premier cas, si l'écoulement a lieu à l'air libre, la vitesse moyenne de sortie de l'eau par un orifice de petites dimensions, par rapport à celles du réservoir et à la charge d'eau sur son milieu, est sensiblement égale à la vitesse due à la hauteur de cette charge sur le milieu de l'orifice.

Par conséquent nous aurons pour la vitesse v par seconde, comme pour la chute des graves :

$v = \sqrt{2\,gh}$

$= \sqrt{19{,}62\,h}$ en mètres,

$= \sqrt{60\,h}$ en pieds de Paris,

$= \sqrt{64\,h}$ en pieds anglais.

$= \sqrt{63{,}4\,h}$ en pieds de Bade.

Pour le deuxième cas, où l'orifice est prolongé par un tuyau ou ajutage prismatique ou cylindrique, d'une longueur égale à 3 ou 4 fois la plus petite dimension de l'orifice, et où l'écoulement se fait à *gueule-bée*, ou lorsque la paroi à travers laquelle le liquide s'écoule a une épaisseur égale à 1 fois ou 1 1/2 fois sa plus petite dimension, la vitesse est altérée par la présence des parois, et elle est réduite, dans les cas ordinaires, à 0,82 de celle qui serait due à la charge sur le milieu de l'orifice.

Dépense d'eau. On nomme *dépense théorique* d'un orifice celle que l'on déduit de la théorie du mouvement des liquides, dans l'hypothèse du parallélisme des tranches et en

faisant abstraction des effets de la contraction, et *dépense effective*, celle qui a lieu réellement.

La première s'obtient en multipliant la vitesse d'écoulement par la section de l'orifice, et la seconde en multipliant la vitesse théorique par un coefficient déterminé par l'expérience.

Pour des ouvertures pratiquées au fond du vase, l'expérience donne les rapports suivants entre la dépense effective et la dépense théorique prise pour unité :

Pour une pression motrice :

200 fois plus grande que le diamètre de l'ouverture		0,615
100	»	0,618
10	»	0,620
9	»	0,621
8	»	0,622
7	»	0,623
6	»	0,625
5	»	0,627
4	»	0,630
3	»	0,633
2	»	0,637
1	»	0,642
0,1 à 0,15	»	0,650

Pour divers ajutages, la vitesse théorique étant calculée d'après la formule $\sqrt{2gh} = v$:

Longueur = 0			0,6096
»	1/2 fois de diam. de l'ouverture.		0,6196
»	1	»	0,7071
»	2	»	0,8157
»	2 1/2	»	0,8221
»	3	»	0,8201
»	4	»	0,8179
»	5	»	0,8095

Le coefficient que l'on adopte ordinairement est 0,63, de sorte que l'on a pour la dépense effective M, les expressions suivantes, dans lesquelles S désigne la section de l'orifice en pieds ou en mètres carrés et h la pression motrice en pieds ou en mètres :

$M = 0,63 . S\sqrt{2gh} = 0,63 . S\sqrt{60h} = 4,88 S\sqrt{h}$ en pieds cubes de France.

$M = 2,78\ S\sqrt{h}$ en centimètres cubes,

$M = 3,04\ S\sqrt{h}$ en pieds cubes anglais.

Premier exemple. Dans un réservoir maintenu constamment plein, la distance du niveau de l'eau au centre d'un orifice circulaire de 3" (0',25) de diamètre, est de 16 pieds de France. Déterminer la quantité d'eau qui s'écoule par cette ouverture en 12 secondes de temps.

Ici nous avons :

$S = 0,7854 . (0,25)^2 = 0,049$ pied carré. Par conséquent la quantité d'eau qui s'écoule en une seconde ou $M = 4,88 . 0,049\sqrt{16} = 0,9565$ pied cube, de sorte que la dépense en 12 secondes s'élève à

$12\ 0,9565 = 11,478$ pieds cubes.

Deuxième exemple. Un vase reçoit 280 pouces cubes d'eau par seconde, et il perd en même temps cette quantité d'eau par un orifice circulaire dont le centre se trouve à 12' au-dessous du niveau du liquide. Déterminer le diamètre de cet orifice. Mesures anglaises.

$$M = 3{,}1 \cdot S\sqrt{h}$$

$$S = \frac{M}{3{,}1\sqrt{h}} = \frac{280''\ \text{cub.}}{3{,}1\sqrt{144''}}$$

$$= 4{,}57 \text{ pouces carrés} = 0{,}7854\ D^2;$$

par conséquent D, ou le diamètre cherché, $= 2'',41$.

CAS OU LA CONTRACTION N'EST PAR COMPLÈTE.

La depense effective est toujours plus faible que la dépense théorique, et elle en diffère d'autant plus que les effets de la contraction sont plus considérables. Ces effets sont principalement influencés par la disposition de l'orifice par rapport aux parois du réservoir, par les dimensions de cet orifice, par la charge d'eau sur son sommet, et enfin, dans certains cas, par la présence des coursiers qui conduisent l'eau après sa sortie.

Lorsque l'orifice est éloigné du fond et des côtés du réservoir de 1 1/2 à 2 fois sa plus petite dimension, les filets fluides y affluent de toutes parts, la contraction a lieu sur tout son contour : on dit alors qu'elle est *complète*, et c'est à ce cas que s'appliquent les calculs et les formules donnés plus haut. Mais si l'un des côtés de l'orifice se trouve dans le prolongement des parois du réservoir, de sorte que les filets fluides sortent parallèlement à cette paroi, les effets de la contraction sont diminués ou annulés sur ce côté. On dit alors que la contraction n'a lieu que sur les trois autres côtés.

C'est, par exemple, ce qui arrive lorsque le seuil de l'orifice est dans le prolongement du fond du coursier. La même chose pouvant arriver à la fois sur les autres côtés, on observera, dans ce cas, la règle suivante :

Pour avoir la dépense effective par seconde d'un orifice avec charge sur le côté supérieur, et pour lequel la contraction est supprimée sur un ou plusieurs côtés,

Remplacez le coefficient (qui dans nos calculs a été pris = 0,63) relatif à la même hauteur d'orifice et à la même charge d'eau sur le sommet, pour le cas de la contraction complète, par

0,652 *quand la contraction a lieu sur trois côtés,*

0,675 *quand elle a lieu sur deux côtés,*

0,709 *quand elle n'a lieu que sur un côté et que la vanne est verticale,*

0,74 *quand, pour une contraction d'un seul côté, la vanne est inclinée sous un angle de 60°,*

0,80 *quand la vanne dont il s'agit est inclinée de 45° et que la contraction n'a lieu que d'un côté.*

On voit, d'après cette règle, que des vannes inclinées, pareilles à celles qu'on emploie, par exemple, pour les roues Poncelet, laissent passer un plus grand volume d'eau que les vannes verticales, et que la différence, à l'avantage des premières, est d'autant plus grande que l'inclinaison est plus forte.

DÉPENSE D'EAU FAITE PAR LES ORIFICES EN DÉVERSOIR.

Le volume d'eau qui s'écoule en une seconde par un orifice en déversoir (en passant par-dessus une vanne ou un

barrage) (*fig.* 27) se calcule à l'aide de la formule suivante :

$$M = m \, LH \sqrt{2g \, H},$$

dans laquelle M est le volume en mètres cubes, L la largeur du déversoir, H la hauteur du niveau général au-dessus du seuil du déversoir ou de la vanne abaissée sur laquelle passe le liquide, *m* un coefficient numérique qui, dans les cas et dans les limites ordinaires de la pratique, peut être pris = 0, 42.

Pour les orifices dits *noyés*, qui débouchent dans un réservoir inferieur et dont le côté supérieur, ou le sommet, est à la fois au-dessous du niveau du réservoir supérieur et de celui du réservoir inférieur, la hauteur motrice n'est pas la distance du centre de l'orifice au niveau supérieur, mais la distance entre les niveaux de l'eau dans les deux réservoirs (*fig.* 28).

Pour deux ouvertures d'écluse voisine l'une de l'autre, le coefficient de contraction est 0,55 au lieu de 0,63.

VITESSE D'ARRIVÉE DE L'EAU SUR UNE ROUE PLACÉE AU-DESSOUS D'UN COURSIER. — COURBE DÉCRITE PAR LE FILET MOYEN (*fig.* 29).

$$y = \frac{g \, x^2}{2 \, u^2 \cos^2 a} + x \tang a \, ; \; V = \sqrt{u^2 + 2gh} \, ;$$

u, vitesse à l'extrémité du coursier ; *a*, angle du coursier et de cette vitesse avec l'horizon, *x* et *y*, coordonnées horizontale et verticale, rapportées au milieu du profil où la vitesse moyenne est *u* ; V, vitesse d'arrivée (sa direction est tangente à la parabole décrite par le filet moyen de la

veine fluide, à son intersection avec la circonférence extérieure de la roue); h, hauteur de ce point de rencontre au-dessous de l'origine de la courbe.

DÉPENSE D'EAU FAITE PAR UN ORIFICE OUVERT DANS UN RÉSERVOIR, DONT LE NIVEAU VARIE PENDANT L'ÉCOULEMENT.

Lorsque l'eau ne se renouvelle pas dans un réservoir, la pression motrice diminue ou le niveau baisse graduellement jusqu'à zéro, à mesure que le liquide s'écoule par l'orifice.

Soit v la vitesse d'un corps qui est tombé librement pendant un temps t. L'espace e parcouru pendant ce temps sera $= \frac{vt}{2}$. Le même corps parcourrait un espace double ou vt, pendant le temps t, s'il était soustrait à l'action de la pesanteur et animé de la commencement de la vitesse v.

Le deuxième cas se rapporte à un réservoir à régime constant, c'est-à-dire à un réservoir qui reçoit une quantité d'eau égale à celle qu'il perd; l'autre cas est celui d'un réservoir dont l'eau s'écoule sans renouvellement. Nous aurons par conséquent la dépense du réservoir dans ce dernier cas, en prenant la moitié de celle qui se ferait si le réservoir était maintenu constamment plein. Ainsi le volume d'eau qui s'écoule en une seconde, ou

$$M = \frac{4,88 \,.\, S \,.\, \sqrt{h}}{2} = 2,44\ S\sqrt{h}$$ en pieds cubes de France,

$$M = 1,39\ S\sqrt{h}$$ en mètres.

On peut calculer le temps nécessaire pour que le niveau

de l'eau s'abaisse jusqu'à une certaine profondeur dans un réservoir prismatique percé d'une ouverture latérale (*Hechts erste Gr. der mech. Wissenschaften*).

Soient A la section du réservoir, L la largeur de l'ouverture, h la hauteur totale du niveau de l'eau au-dessus de l'orifice, x la profondeur à laquelle s'abaisse ce niveau (en mesures métriques), et t le temps nécessaire pour que cet effet se produise; nous aurons :

$$t = 3\,A\,\frac{h\sqrt{(h-x)} - (h-x)\sqrt{h}}{2{,}78 \times L\,h\,(h-x)},$$

Exemple. A = 500 mètres carrés. L = 0m,65. Le côté inférieur de l'orifice rectangulaire se trouve à 1m 60 du niveau. En combien de temps le niveau s'abaissera-t-il de 1m,30 ?

$$t = \frac{3.500.[1{,}60\sqrt{1{,}60-1{,}30} - (1{,}60-1{,}30)\sqrt{1{,}60}]}{2{,}78\,.\,0{,}65\,.\,1{,}60\,(1{,}60-1{,}30)}$$

= 858 secondes.

Si le réservoir ABCD est divisé en deux compartiments par une cloison EF, et qu'il ne se trouve pas d'orifice dans le deuxième compartiment, celui-ci se remplira insensiblement, pourvu que l'eau soit maintenue constamment à la hauteur h dans le premier compartiment (*fig* 30).

Si l'on désigne par A la section du compartiment EFCD, et par S la surface de l'orifice F (en mesures métriques), le temps t nécessaire pour que l'eau soit portée à la hauteur h dans ce compartiment, sera donné par la formule :

$$(I) \ldots t = \frac{2\,A\sqrt{h}}{2{,}78\,S};$$

le temps t' requis pour faire monter l'eau à la hauteur h', aura pour expression :

$$\text{(II)} \ldots t' = \frac{2\,A}{2{,}78\,S}(\sqrt{h} - \sqrt{h-h'});$$

et le temps t'' pendant lequel l'eau s'élèvera de h'' sera exprimé par

$$\text{(III)} \ldots t'' = \frac{2\,A}{2{,}78\,S}(\sqrt{h-h'} - \sqrt{h-h'-h''}).$$

Au moyen de ces formules on peut calculer facilement le temps nécessaire pour remplir ou vider des écluses.

Exemple. Déterminer le temps nécessaire pour remplir complétement une écluse ABCD, au moyen d'une ouverture *c*, sachant que la différence des deux niveaux $h = 15'$ (mesure de Bade), l'aire de l'orifice = 6 pieds carrés, la distance h' du centre de l'orifice au niveau inférieur = 6', et la section de l'écluse = 3000 pieds carrés (*fig.* 34).

Au lieu de transformer ces mesures en mesures métriques, il est plus expéditif de remplacer, dans les formules précédentes, le nombre 2,78 par 5,1 (p. 129).

Comme la pression génératrice n'éprouve pas de variation aussi longtemps que le niveau de l'eau n'a pas encore atteint la hauteur $h' = 6'$, nous aurons, d'après ce qui précède, pour le temps t pendant lequel le niveau s'élève à cette hauteur, l'expression

$$t = \frac{18000}{5{,}1 \cdot 6\sqrt{9}} = 196 \text{ secondes},$$

car $M\,t = 3000 \cdot 6 = 18000$ pieds cubes $= (5{,}1\,S\sqrt{h-h'})\,t$.

A mesure que le niveau dans l'écluse s'élève au-dessus de l'orifice, la pression génératrice diminue, et comme

$$M' = 3000. (15 - 6) = 27000 \text{ pieds cubes},$$

le temps pendant lequel le niveau s'élève de la quantité $h - h'$, sera donné par la formule :

$$t' = \frac{2 . 27000}{5,1 . 6 . \sqrt{9}} = 588 \text{ secondes.}$$

VITESSE DE L'EAU DANS DES RIVIÈRES, CANAUX, ETC.

La vitesse de l'eau dans un canal ne dépend pas seulement de la pente de ce dernier, mais encore du profil de sa section transversale. Elle est d'autant plus grande que le périmètre de la section mouillée est plus petit relativement à sa surface. Par conséquent les sections demi-circulaires et demi-carrées sont les plus avantageuses. Suivant que le sol est plus ou moins solide, on donne aux parois latérales du canal une inclinaison de 53 à 75° ou de 36 à 45°.

Le moyen le plus simple et le plus exact de mesurer la vitesse de l'eau à la surface d'une rivière est de jeter à l'eau, dans le *thalweg* ou plus fort courant, un ou plusieurs flotteurs en bois de chêne, qui s'immergent presque entièrement, et d'observer, à l'aide d'une montre à secondes, le temps qu'ils emploient à parcourir un espace donné, qu'on prendra aussi grand que possible sur une partie régulière du canal ou du cours d'eau. En divisant l'espace parcouru par le temps, on aura la vitesse à la surface. Il faudra répéter l'opération plusieurs fois pour plus d'exactitude.

Dubuat a fait des expériences nombreuses pour détermi-

ner la relation entre la vitesse à la surface de l'eau et la vitesse moyenne, avec laquelle l'eau devrait passer par tous les points de la section transversale pour fournir la quantité d'eau effective. Voici les résultats de ces expériences :

Vitesse U à la surface par seconde.	Rapport de la vitesse moyenne à la vitesse à la surface (V : U).
$0^m,5$	0,786
1,0	0,812
1,5	0,832
2,0	0,848
2,5	0,862
3,0	0,873
3,5	0,883
4,0	0,891
4,5	0,898
5,0	0,904

Prony a déduit de ces résultats d expérience la formule suivante, qui toutefois ne s'applique qu'à des vitesses de 5 mètres au plus, et dans laquelle toutes les mesures sont exprimées en mètres

$$V = \frac{U\,(U + 2,37187)}{U + 3,1532}.$$

Il convient de remarquer que la vitesse de l'eau est moindre près du bord d'une rivière ou d'un canal qu'au milieu.

Après avoir déterminé la vitesse moyenne par l'un ou l'autre des moyens qui precèdent, il suffit de la multiplier par la section du canal pour trouver la depense d'eau en une seconde.

Exemple. Déterminer la quantité d'eau quis'écoule en une

seconde par un canal dont la section est de 80 pouces carrés et à la surface duquel l'eau a une vitesse de 3' par seconde.

La vitesse moyenne $= 3 . \frac{4}{5} = 2',4$. Par conséquent la dépense $= 2',4 . 80 = 192$ pieds cubes par seconde.

La vitesse de l'eau au fond des canaux est moindre que la vitesse moyenne. On la détermine par la formule $W = 2V - U$, dans laquelle W représente la vitesse au fond, V la vitesse moyenne, et U la vitesse à la surface.

Il importe que la vitesse au fond des canaux n'atteigne pas la limite à laquelle l'eau commence à dégrader le lit. Le tableau suivant indique les limites supérieures de la vitesse que l'eau peut prendre dans les canaux, selon la nature du fond, sans les dégrader :

Nature du fond.	Limites de la vitesse.
Terres détrempées, brunes..........	0m,076
Argiles tendres.....................	0,152
Sables..............................	0,305
Graviers............................	0,609
Cailloux............................	0,614
Pierres cassées, silex..............	1,220
Cailloux agglomérés, schistes tendres..	1,520
Roches en couches...................	1,830
Roches dures........................	3,050

Les anciens fontainiers de France, lorsqu'ils voulaient jauger le produit d'une source ou peu d'importance, en barraient le lit à l'aide de planches, dans lesquelles ils perçaient une rangée horizontale de trous d'un pouce de diamètre, bouchés par des tampons. Cela fait, ils debouchaient

autant de trous qu'il en fallait pour que le niveau s'établit à une hauteur constante d'une ligne au-dessus du sommet des orifices. A cet état il sortait par ces orifices réunis autant d'eau que la source en fournissait, et l'on estimait son produit par le nombre d'orifices d'un pouce que l'on avait ouverts. De là vient la dénomination du *pouce d'eau* ou *pouce de fontainier*, que l'on prenait pour unité de comparaison. Le produit correspondant à un pouce de fontainier est de 0,2222 litre par seconde.

MOUVEMENT DE L'EAU DANS DES CANAUX ET DANS DES TUYAUX, ET DETERMINATION DE L'INCLINAISON QU'IL CONVIENT DE DONNER A CES CONDUITES.

Prony donne les formules empiriques suivantes pour la vitesse de l'eau, en ayant égard au frottement de ce liquide contre les parois des canaux ou des tuyaux :

$$(I) \ldots \; v = 53{,}58\sqrt{\frac{RJ}{L}},$$

$$(II) \ldots \; J = 0{,}000348\,\frac{L\,v^2}{R}.$$

dans lesquelles v désigne la vitesse moyenne de l'eau par seconde, L la longueur de la conduite d'eau, J son inclinaison ou la distance verticale du niveau dans le réservoir supérieur au centre de l'ouverture d'écoulement, et R le rayon moyen ou le quotient de la section mouillée du canal ou du tuyau par son périmètre. Toutes ces mesures sont exprimées en mètres.

Les formules précédentes, qui se déduisent l'une de

l'autre, ne se rapportent cependant qu'au cas où la longueur de la conduite d'eau est au moins 100 fois plus grande que sa largeur.

Si nous appelons h la hauteur de l'eau dans le canal et l la largeur de ce dernier, on aura pour la quantité d'eau qui s'écoule en une seconde :

$$(\text{III}) \ldots \text{M} = hlv.$$

Dans les canaux rectangulaires ouverts la section mouillée est $= hl$, et le périmètre de cette section $= l + 2h$. Par conséquent le rayon moyen

$$\text{R} = \frac{hl}{l + 2h}.$$

Cette valeur s'applique également aux canaux dont la section est un trapèze. Dans ce cas l désigne la largeur moyenne ou la demi-somme des largeurs supérieure et inférieure du canal.

Pour les tuyaux ronds dans lesquels l'eau occupe toute la section et dont le diamètre est d, la section $= \frac{\pi\ d^2}{4}$, le périmètre de la section mouillée $= \pi\ d$, et nous avons :

$$\text{R} = \frac{\pi\ d^2}{4\,\pi\,d} = \frac{d}{4}.$$

Si la section d'un tuyau entièrement occupé par l'eau est un rectangle, on a

$$\text{R} = \frac{hl}{2\,(l + h)}.$$

La formule II fait voir qu'il est avantageux de donner une grande section au canal, pour une quantité donnée d'eau à

Google

évacuer, et de diminuer la vitesse du liquide, parce qu'alors on peut employer une inclinaison moindre et diminuer la perte de hauteur, ce qui est surtout important pour des conduites très-longues. Voilà pourquoi on ne donne jamais à l'eau une vitesse supérieure à 1 mètre par seconde. La moindre vitesse qu'on emploie est de $0^m,15$ à $0^m,20$ par seconde. Elle correspond à une vitesse de $0^m,21$ à $0^m,27$ à la surface.

Premier exemple. Quelle est la vitesse de l'eau dans un tuyau carré de $0^m,5$ de côté et de 250 mètres de longueur, la pente étant de $\frac{1}{100}$?

$$J = 250 \cdot \frac{1}{100} = 2^m,5.$$

$$R = \frac{(0,5)^2}{4 \cdot 0,5} = 0^m,125;$$

$$v = 53,58\sqrt{\frac{0,125 \cdot 2,5}{250}}$$

$$= 1^m,89 \text{ par seconde.}$$

Deuxième exemple. Déterminer la vitesse moyenne de l'eau dans un canal ouvert et la hauteur de ce canal, qui fournit 800 litres d'eau par seconde, a 800 mèt. de long, $2^m,50$ de large et $0^m,08$ de pente sur toute la longueur.

Si nous faisons provisoirement $h = 1$ mèt., l'équation I nous donnera :

$$v = 53,58 \sqrt{\frac{2,50 \cdot 0,08}{4,50 \cdot 800}} = 0^m,4;$$

et au moyen de cette vitesse, l'équation III donnera :

$$h = \frac{0^m,800}{2,50 \cdot 0^m,4} = 0^m,8.$$

En substituant cette valeur dans l'équation I, nous aurons :

$$v = 53,58\sqrt{\frac{0^m,8 \cdot 2,5 \cdot 0,08}{(2,5+1,6) \cdot 800}} = 0^m,375.$$

et au moyen de l'équation III :

$$h = \frac{0^m,800}{2,50 \cdot 0,375} = 0^m,85.$$

En prenant la moyenne entre les vitesses qui correspondent aux hauteurs $h = 1$ m. et $h = 0^m,8$, dont l'une est trop grande et l'autre trop petite, on trouve assez exactement la vitesse cherchée, savoir :

$$v = \frac{0^m,4 + 0,375}{2} = 0^m,388.$$

Par conséquent

$$h = \frac{0^m,800}{2,5 \cdot 0,388} = 0^m,825.$$

Troisième exemple. Dans un tuyau cylindrique de 600 m. de longueur et dont la pente est de $0^m,25$, l'eau se meut avec une vitesse de $0^m,32$. Quel est le diamètre de ce tuyau et combien s'écoule-t-il d'eau ?

$$v = 53,58\sqrt{\frac{d\ J}{4L}}, \text{ d'où}$$

$$d = \frac{4\ v^2\ L}{(53,58)^2 \cdot J} = \frac{4 \cdot (0,32)^2 \cdot 600}{(53,58)^2 \cdot 0,25} = 0^m,34, \text{ et}$$

$$M = \frac{\pi\ d^2}{v}\ v = 0,7854 \cdot (0,34)^2 \cdot 0^m,32 = 27^l,74$$ par seconde.

QUATRIÈME EXEMPLE. Il s'écoule 300 litres d'eau par seconde d'un tuyau rectangulaire de $0^m,30$ de haut, 2 m. de large et 300 m. de long. Quelle doit être la pente de ce tuyau ?

L'équation III donne :

$$v = \frac{M}{h\,l} = \frac{0,300}{0,3.2} = 0^m,8\,;$$

et l'équation II donne :

$$J = 0,000348.\,\frac{2,60}{0,6}.\,300\,.\,(0,8)^2 = 0^m,2895.$$

DÉTERMINATION DE L'ÉPAISSEUR DES TUYAUX.

Soient D et d les diamètres de deux tuyaux, H et h les hauteurs verticales de l'eau qui remplit ces tuyaux, E et e leurs épaisseurs; nous aurons :

$$E : e :: HD : hd \text{ d'où}$$

$$E = \frac{e}{hd}\,.\,HD.$$

Les expériences de Parant et de Bélidor ont donné les résultats suivants, dans lesquels H est exprimé en pieds, D en pouces et E en lignes de France :

1) Pour des tuyaux de plomb. . . . . . . $E = \dfrac{HD}{80}$

2) Pour des tuyaux de fonte. . . . . $E = \dfrac{HD}{200}$

3) Pour des tuyaux formés d'un alliage de cuivre, d'étain et de zinc. . . . . . . $E = \dfrac{HD}{240}$

4) Pour des tuyaux en bois de hêtre fortifiés par des anneaux en fer. . . . . . . $E = \frac{H\,D}{112}$

5) Pour des tuyaux en bois de pin avec cercles en fer. . . . . $E = \frac{H\,D}{4}$

Comme les matériaux ne sont pas toujours de qualité égale, il convient, dans la pratique, d'augmenter les épaisseurs trouvées par le calcul de 1''' pour les tuyaux en plomb, de 2''' pour les tuyaux en fonte et de 6''' pour ceux en bois.

On trouve dans la *Mechanic pocket dictionary* la règle pratique suivante pour déterminer l'épaisseur des tuyaux et en particulier l'épaisseur qu'il convient de donner aux parois des cylindres dans les presses hydrauliques.

Multipliez le rayon intérieur du tuyau par la pression que le tuyau doit supporter par centimètre ou par pouce carré, et divisez le produit par la différence entre cette pression et la cohésion du métal.

$$e = \frac{pr}{F - p}.$$

Exemple. Quelle doit être l'épaisseur des parois du cylindre d'une presse en fonte de 8 pouces (de Suisse) de diamètre intérieur, pour que ce cylindre puisse supporter une pression de 500 atmosphères ?

500 atmosphères = 500. 18,6 ou 9500 liv. par pouce carré. Si nous adoptons pour la force du fer 4200 kil. par centimètre carré, ou 75600 liv. par pouce carré, F ou la

résistance à admettre dans ce calcul sera $\frac{57600}{.5}$ livres = 25200 livres. D'où

$$e = \frac{9500 \ . \ 4}{25200 - 9500} = 25 \ 1/2 \text{ lignes environ.}$$

DES ROUES HYDRAULIQUES.

Détermination de la force d'un cours d'eau. — ***La chute totale*** d'un cours d'eau dans une usine est la hauteur du niveau supérieur de l'eau dans le réservoir d'amont, au-dessus du niveau du canal de fuite en aval.

La force d'un cours d'eau ou la quantité de travail absolu qu'il fournit, est le produit du poids de l'eau qu'il dépense par la chute totale. Ainsi en appelant Q le volume d'eau exprimé en mètres cubes, et H la chute en mètres, le travail absolu ou la force du cours d'eau sera donné par

$$1000 \text{ QH . kil. mèt.} = \frac{1000 \text{ QH}}{75} \text{ chevaux-vapeur.}$$

Cette force des cours d'eau doit évidemment être estimée d'après leur produit régulier, quand les orifices sont tellement proportionnés que le courant est à l'état de régime, ce que l'on reconnait à la hauteur constante du niveau dans le réservoir. On doit aussi avoir l'attention de faire le jaugeage dans la saison où les eaux ont leur hauteur moyenne.

Classifications des divers genres de roues en usage. — Les systèmes de roues hydrauliques les plus généralement en usage sont :

1° Les anciennes roues à palettes planes qui reçoivent l'eau à leur partie inférieure et se meuvent dans des coursiers où elles ont un jeu plus ou moins considérable ;

2° Les roues à palettes emboîtées dans des coursiers circulaires sur une partie de la chute totale, et qui reçoivent l'eau par des orifices avec charge d'eau sur le côté supérieur ;

3° Les roues à palettes planes emboîtées dans des coursiers circulaires sur toute la hauteur de la chute, et qui reçoivent l'eau par des vannes en deversoir, et que l'on nomme improprement *roues de côté* ;

4° Les roues à aubes courbes, imaginées par M. Poncelet, qui reçoivent l'eau à la partie inférieure et par des vannages inclinés ;

5° Les roues à augets qui reçoivent l'eau, soit à leur sommet, soit au-dessous de ce point ;

6° Les roues pendantes montées sur bateaux, qui se meuvent dans un courant en quelque sorte indefini, par rapport à leurs dimensions ;

7° Les turbines.

Des anciennes roues à palettes planes dites roues en dessous. — En nommant Q le volume d'eau dépensé en une seconde, et exprimé en mètres cubes ; V la vitesse de l'eau affluente, v la vitesse de la circonférence extérieure de la roue ; P l'effort moyen transmis par l'eau à la circonférence extérieure de la roue exprimé en kilogrammes : ce serait le poids que la roue pourrait élever à l'aide d'une corde qui s'enroulerait sur cette circonférence ; le produit

P v de ce poids, qui serait soulevé à la circonférence de la roue et du chemin v parcouru par son point d'application en une seconde, représentera l'effet utile ou la quantité de travail transmise à la circonférence de la roue.

Les anciennes roues à palettes planes sont ordinairement placées dans des coursiers en bois ou en pierres de taille, où leurs aubes ont un jeu de $0^m,03$ à $0^m,04$. Le vannage est vertical, placé à une distance quelquefois très-grande de la roue.

D'après les expériences de Bossut et de Smeaton, l'effet utile ou la quantité de travail transmise à la circonférence de la roue est donné par la formule pratique suivante.

$$Pv = 61 \, Q \, (V - v) \, v \text{ k. m.}$$

Le travail est nul pour $v = 0$ et pour $V = v$, c'est-à-dire lorsque la roue est immobile ou lorsqu'elle a la même vitesse que l'eau affluente. Entre ces deux valeurs de v il en existe une autre qui rend le travail P v un maximum; pour le trouver, différencions le second membre de l'équation précédente par rapport à v, et divisons par dv; nous aurons, en égalant le résultat à zéro :

$$V - 2v = 0$$

$$\text{d'où } v = \frac{V}{2}.$$

Dans la pratique, la vitesse du maximum d'effet utile n'est que les 2/5 de celle de l'eau affluente, et le travail utile ne dépasse pas le tiers du travail absolu du moteur, parce que ce dernier subit plusieurs pertes dont les principales sont dues au choc et à la fuite d'une partie de l'eau

qui s'échappe latéralement sans avoir agi sur la roue. Nous aurons donc encore :

$$P v = P \cdot \frac{2}{5} V = 0{,}33 \cdot 1000\, QH = 0{,}33 \cdot 1000\, Q \frac{V^2}{2g}$$
$$= 17\, QV^2 \text{ k. m., etc.}$$

Cas où les palettes ont un jeu considérable dans le coursier : $P v = 76{,}45\, AV(V - v)\, v$ k. m. Mêmes notations que ci-dessus ; A, aire de la surface immergée de chaque palette. Ces roues n'utilisent qu'une très-faible partie du travail absolu du moteur.

Effet utile en 1 seconde d'une roue à palettes planes, exactement emboîtée dans un coursier circulaire et recevant l'eau par un orifice avec charge sur le sommet (fig. 32).

$$P v = 750\, Q \left[h + \frac{(V \cos a - v)\, v}{9{,}81} \right] \text{k. m.}$$

Mêmes notations que ci-dessus ; *h*, hauteur dont l'eau descend depuis son point d'introduction jusqu'au bas de la roue : c'est la hauteur du point de rencontre du filet moyen avec la circonférence extérieure, au-dessus du point inférieur de la roue ; *a*, angle formé par les directions des deux vitesses V et *v*. — La formule précédente est applicable, quelle que soit la proportion de la partie circulaire par rapport à la hauteur de la chute, le volume d'eau introduit dans la roue ne dépassant pas les $\frac{2}{3}$ de la capacité de l'intervalle compris entre les aubes, et la vitesse de la roue n'excédant pas notablement celle de l'eau affluente. Ces roues utilisent une portion d'autant plus grande du travail

absolu du moteur, que l'eau est prise plus près du niveau, 0,55 au plus.

Effet utile en 1 seconde d'une roue à palettes planes, emboîtée dans un coursier circulaire sur toute la hauteur de la chute, et recevant l'eau par une vanne en déversoir (fig. 33) :

$$Pv = 799\, Q\left[h + \frac{(V \cos a - v)\, v}{9{,}81}\right] \text{k. m.}$$

Mêmes notations que ci-dessus. Cette disposition est avantageuse : elle utilise 0,70.

Volume d'eau reçu dans chaque auget : $q = \frac{Q e}{V}$ mèt. cub.;

e, écartement des aubes à la circonférence extérieure.

Les formules précédentes ne s'appliquent qu'à des roues dont les augets ne reçoivent qu'un volume d'eau qui ne dépasse pas les 2/3 de leur capacité.

Effet utile en 1 seconde d'une roue à aubes courbes (Poncelet) (*fig.* 34). Vannage incliné à 1 de base sur 1 ou 2 de hauteur ; roue emboîtée dans la partie inférieure par une portion très-courte de coursier circulaire et par les bajoyers du canal de fuite ; elle reçoit l'eau à sa partie inférieure.

$$P\, v = 122{,}5\, Q\, (V - v)\, v \text{ k. m.},$$

pour les chutes de 2^m et au-dessus, et des levées de vanne de $0^m,08$ au moins. Mêmes notations que ci-dessus.

Le coefficient est 132,5 pour des chutes de $1^m,50$ à 2^m.
142,7 chutes au-dessous de $1^m,50$.
102 chutes de 2^m et au-dessous, vannage vertical, aubes avariées.

Effet utile en 1 seconde d'une roue à augets, à petite vitesse, dont les augets ne sont remplis qu'à moitié, recevant l'eau, soit au sommet par un coursier, soit au-dessous du sommet par un vannage incliné. Cette roue n'est pas ordinairement emboitée dans un coursier circulaire (*fig.* 35 et 36).

$$P v = 780\, Q h + 102\, Q\, (V \cos a - v)\, v \text{ k. m.}$$

La même formule convient au cas où les augets sont remplis aux 2/3 de leur capacité, en substituant le facteur 650 à 780.

Effet utile en 1 seconde des roues hydrauliques à grande vitesse, les augets remplis au delà des 2/3 de leur capacité (*fig.* 37).

La surface de l'eau dans les augets prend une courbure cylindrique, dont l'axe parallèle à celui de la roue est dans le plan vertical de ce dernier, à une distance du centre de la roue $= \frac{894{,}6}{n^2}$, exprimée en mètres; *n*, nombre de tours de la roue en une minute.

Déterminer la hauteur à laquelle commence le versement de l'eau hors des augets. Après avoir déterminé le centre de courbure des surfaces de niveau, décrire de ce point des arcs de cercle passant par le bord de chaque auget; calculer le volume d'eau que doit recevoir chaque auget (p. 173), le comparer à celui que cet auget peut contenir lorsqu'il arrive à peu près à la hauteur de l'axe, en multipliant la longueur intérieure des augets par l'aire du profil. — Chercher par tâtonnements la position de l'au-

get, où le volume d'eau qu'il peut contenir est égal à celui qu'il a dû recevoir, en décrivant, du centre de courbure, des arcs de cercle avec des rayons un peu moindres ou un peu plus grands que celui qui correspond au bord de l'auget, selon que, pour cette position, le versement a déjà ou n'a pas encore commence.

$$Pv = 1000\,k \left\{ qh + \frac{h'}{18} \left[q_1 + 4\,(q_2 + q_4 + q_6) + 2\,(q_3 + q_5) \right] \right\} + 102\,Q\,(V \cos a - v)\,v \text{ k. m.};$$

k, nombre d'augets qui passent par seconde devant l'orifice, égale la vitesse v de la roue à la circonférence extérieure, divisée par l'écartement e des augets; h, hauteur du point de rencontre du filet moyen avec la circonférence extérieure au-dessus du bord de l'auget, arrivé au point où le versement commence; h', hauteur du même bord au-dessus du bas de la roue; q, volume d'eau que chaque auget a dû recevoir. — Partager la hauteur h en six parties égales; par les points de division mener des horizontales qui rencontrent la circonférence extérieure de la roue; tracer le profil intérieur de l'auget dont le bord serait parvenu successivement à ces hauteurs; décrire du centre de courbure les arcs de cercle qui limitent la surface du niveau de l'eau dans chaque auget. Calculer les volumes d'eau contenus dans l'auget à ces diverses positions. Ces volumes sont désignés par $q_1, q_2, q_3, q_4, q_5, q_6, q_7$.

Dans le cas où toute l'eau dépensée par l'orifice ne peut être admise sur la roue on a :

$$Pv = 1000\,k \left\{ \frac{h'}{18} [q + 4(q_2 + q_4 + q_6) + 2(q_3 + q_5)] \right\}$$
$$+ 102\,kq\,(V \cos a - v)\,v \text{ k. m.}$$

Effet utile en 1 seconde des roues pendantes des bateaux, dans un courant indéfini : $P v = 147{,}5\,A\,(V - v)^2\,v$ k. m.; A, aire de la partie immergée de l'aube verticale; V, vitesse du courant mesurée à la surface; v, vitesse du milieu de la partie immergée de l'aube verticale. — On emploie encore la formule plus rigoureuse :

$$Pv = 800\,AV(V - v)\,v \text{ kil. mèt.}$$

Mêmes notations.

Des turbines de Fourneyron. On nomme ordinairement turbines des roues à axe vertical, dont les palettes, quelquefois planes mais habituellement courbes, se meuvent par l'action d'une veine fluide qui y entre par l'intérieur et sort par la circonférence extérieure ou *vice versâ*.

Si l'on nomme, pour la turbine de Fourneyron (*fig.* 38), n le nombre de tours faits par la roue en une minute, V la vitesse due à la chute totale, R le rayon extérieur de la roue, Q le volume d'eau dépensé en une seconde, déterminé comme précédemment, H la chute totale mesurée par la différence de hauteur des niveaux d'amont et d'aval; toutes les fois que le nombre n sera compris entre les valeurs

$$n = \frac{3{,}5\,V}{R} \text{ et } n = \frac{5{,}6\,V}{R},$$

et que la levée de la vanne atteindra ou excédera les deux tiers de la hauteur de la roue, l'effet utile, ou la quantité

de travail disponible transmise par la roue, sera représentée par la formule :

$$Pv = 0,70\ QH.$$

Effort transmis à une distance donnée de l'axe d'une roue hydraulique. Diviser la quantité de travail par la vitesse du point donné.

OBSERVATIONS SUR L'ÉTABLISSEMENT DES ROUES HYDRAULIQUES.

Les orifices des vannages et prises d'eau, avec charge sur le sommet, doivent avoir leur seuil et leurs côtés dans le prolongement du fond ou des côtés du réservoir, ou raccordés par des contours arrondis, afin d'affaiblir la contraction. Incliner la vanne à 1 de base sur 1 ou 2 de hauteur. Placer l'orifice très-près de la roue. Le réservoir ou canal d'arrivée doit être grand; il faut que l'aire de la section transversale soit égale au moins à 10 ou 12 fois celle de l'orifice entièrement ouvert. Pente du coursier, placé entre l'orifice et la roue, 1/12 à 1/15. Jeu de la roue dans la coursier, 4 à 5 mill. Ménager, à $0^m,20$ en aval de la verticale passant par l'axe de la roue, un ressaut de $0^m,20$ à $0^m,30$ dans le coursier, pour le dégorgement des eaux. Donner au canal de fuite, en aval de la roue, une largeur plus grande qu'au coursier sous la roue.

Roues à palettes planes emboîtées dans des coursiers circulaires. — Adopter la vanne en déversoir. Le rayon de la circonférence extérieure de la roue ne doit jamais être moindre que la chute totale. La vanne doit s'abaisser de $0^m,20$ a $0^m,25$ en dessous du niveau général du réservoir.

Largeur de la roue, égale à celle de l'orifice plus $0^m,05$ de chaque côté. Les palettes espacées de $0^m,30$ à $0^m,40$ à la circonférence extérieure. Ces roues peuvent produire 0,70 à 0,75 du travail absolu du moteur, frottement des tourillons déduit; elles conviennent particulièrement aux chutes de $1^m,30$ à $2^m,50$.

Roues à aubes courbes (*fig.* 34). Levée de la vanne, $0^m,20$ à $0^m,25$, si la roue n'est pas trop étroite; pour les roues puissantes, $0^m,30$ et au delà. Largeur des couronnes, au moins 1/3 de la charge d'eau sur le seuil de l'orifice. Vitesse de la circonférence de la roue, égale à 0,55 de la vitesse d'arrivée de l'eau. Rayon de la roue, $R = 9,549 \frac{v}{n}$; v, vitesse de la circonférence; n, nombre de tours de la roue en 1 minute. Le rayon doit être entre 1 mètre et $2^m,50$. Tracé des aubes. La vanne levée, par le bord inférieur mener une parallèle au fond du coursier; à la rencontre avec la circonférence extérieure de la roue, élever une perpendiculaire; sur celle-ci prendre le centre de courbure des aubes, à $1^m,05$ ou $1^m,10$ en dedans de la circonférence intérieure de la couronne. Écartement des aubes à la circonférence de la roue, $0^m,20$ à $0^m,25$. Largeur intérieure de la roue entre les couronnes, égale à celle de l'orifice, plus $0^m,05$ à $0^m,10$. Ces roues peuvent utiliser de 0,50 à 0,60 du travail du moteur; elles peuvent marcher avec une vitesse considérable; elles conviennent surtout pour les petites chutes de $1^m,50$ et au-dessous, avec forte dépense d'eau.

Roues à augets. Pour les chutes dont le niveau ne varie pas de plus de $0^m,20$ à 0^m30, faire arriver l'eau au sommet de la roue. L'orifice d'écoulement vertical; son seuil à une

hauteur de 0,m50 à 0m,90 pour les chutes de 2m,60 à 8 mètres en contre-bas des eaux moyennes. Limiter la levée de la vanne à 0m,10, s'il se peut. Écartement des augets à la circonférence extérieure, de 0m,30 à 0m,40. Largeur des couronnes ou joues dans le sens du rayon, égale à l'écartement des augets à la circonférence extérieure; pour des roues puissantes, 0m,50. Largeur de la roue, égale à celle de l'orifice, plus 0m,10.

Lorsque le niveau de l'eau dans le réservoir est sujet à des variations de hauteur de plus de 0m,30, ou quand on veut faire tourner la roue dans le sens des eaux du canal de fuite, disposer le vannage avec des ajutages verticaux; le filet moyen doit atteindre la circonférence extérieure de la roue à 60° du sommet. L'eau doit avoir à l'arrivée une vitesse de 3 mètres par seconde; le point d'arrivée du filet moyen de l'ajutage supérieur, sur la circonférence extérieure de la roue, sera de 0m,46 au moins au-dessous du niveau du réservoir supérieur. Le rayon de la roue $= \frac{h}{1,30}$; h, chute totale moins 0m,46. Disposer par tâtonnements les faces des ajutages pour que l'eau ne frappe pas les faces extérieures des augets. Largeur intérieure de la roue, égale à celle de l'orifice, plus 0m,05 à 0m,10 de chaque côté. Les augets ne doivent recevoir qu'un volume d'eau égal au plus à 1/2 de leur capacité. Les roues à augets rendent en effet utile 0,70 du travail du moteur; elles conviennent aux chutes au-dessus de 3 mètres.

Roues pendantes sur bateaux. Donner aux aubes une hauteur égale à 1/4 ou 1/5 du rayon de la roue, entre 0m,35

Digitized by Google

et $0^m,80$; leur écartement à la circonférence extérieure égal à leur hauteur. Leur bord supérieur immergé, selon la profondeur du courant, jusqu'à 0^m50. Adapter aux extrémités des aubes des rebords de $0^m,05$ à $0^m,10$ de saillie. Incliner les aubes de 30° ou 15° sur le rayon du côté d'amont, selon que la roue plonge de 1/4 ou 1/3 du rayon.

Turbines de Fourneyron. Elles conviennent à toutes les chutes et à toutes les vitesses, utilisent 0,70 à 0,75 du travail du moteur, peuvent fonctionner sous l'eau à de grandes profondeurs sans perte d'effet utile, exigent peu de place et une dépense modérée; elles doivent prendre le premier rang parmi les moteurs hydrauliques.

VIII

DES MOULINS A VENT.

1) Les moulins à vent, le plus généralement employés, ont quatre ailes rectangulaires, formant une surface gauche dont l'arête la plus rapprochée de l'axe de rotation fait avec le plan du mouvement, un angle d'environ 18°, et la plus éloignée, un angle d'environ 7°; on les nomme moulins à la hollandaise.

Souvent aussi les ailes ont la figure d'un trapèze.

Les quatre bras et les ailes qui y sont fixées, forment ce qu'on appelle le *volant*.

Dans les pays de plaine, l'axe de rotation est incliné de 8 à 15° à l'horizon.

2) La vitesse V du vent peut se mesurer en observant celle que prend un corps léger, par exemple une plume, la fumée d'une cheminée ou celle de la poudre, emporté à la hauteur du volant par le courant d'air.

Google

Smeaton indique un autre moyen de l'évaluer, et qui consiste à diviser par quatre la vitesse que prennent les extrémités des ailes, quand le moulin étant désengréné, le volant marche à vide.

3) Si l'on appelle S la surface d'une des quatre ailes, l'effet utile ou la quantité de travail transmise à la circonférence des ailes sera donné, d'après les expériences de Coulomb et de Smeaton, par la formule pratique

$$P\,v = 0{,}13\ SV_3 \text{ kil. mètres,}$$

dans laquelle v désigne la vitesse de l'extrémité des ailes, qui, pour l'effet maximum, doit être égale à 2,6 V. Par conséquent la charge qui correspond à cet effet maximum sera :

$$P = \frac{0{,}13\ SV^3}{2{,}6\ V} = 0{,}05\ SV^2.$$

Exemple. Quelle est la quantité de travail transmise à la circonférence extérieure des ailes d'un moulin à vent à la hollandaise, dont les quatre ailettes ont 10 mètres de long et 2 mètres de large, la vitesse du vent étant de 6 mètres par seconde, et de quel poids doit-on charger l'extrémité d'une manivelle de $0^m,3$ de longueur pour produire l'effet maximum ?

$$P\,v = 0{,}13.\ 10.\ 2.\ 6^3 = 561 \text{ k. m.} = \text{environ}$$

7 1/2 chevaux-vapeur.

La charge la plus avantageuse à l'extrémité des ailes est

$$P = 0{,}05.\ 20.\ 6^2 = 36 \text{ k.,}$$

et celle à l'extrémité de la manivelle

$$= \frac{36 \cdot 6}{0,3} = 720 \text{ k.}$$

4) D'après la théorie, la pression que le vent exerce contre une surface immobile de 1 mètre carré est donnée par la formule :

$$p \times \frac{V^2}{g},$$

p étant le poids d'un mètre cube d'air ($= 1^k,3$) ou d'un pouce cube anglais ($= 0,08$ liv. angl.) V la vitesse du vent par seconde, et g la vitesse d'un corps grave après une seconde de chute ($= 9^m,8088 = 32,2$ pieds anglais).

D'après les expériences de Woltmann, cette pression serait seulement

$$2{,}5 \; p \; \frac{V^2}{g} = 0^k,089 \; V^2,$$

en mesures métriques, par mètre carré de surface, ou

$$0{,}0017 \text{ liv.} \times V^2,$$

en mesures anglaises, par pied carré.

Au moyen de cette formule on a calculé la table suivante:

Vitesse du vent.	Par seconde.	Par heure.
Vent à peine sensible.... mètres.	0,5	1800m
» sensible..................	1,0	3600
» modéré..................	2,0	7200
» assez fort..............	5,5	19800
» fort....................	10,0	36000
» très-fort................	20,0	72000
Tempête..........................	22,5	81000
Grande tempête..............	27,0	97200
Ouragan..........................	36,0	104400
Ouragan très-fort............	45,0	162000

Smeaton indique que, pour produire la force d'un homme au moyen d'un vent frais dont la vitesse est de $12 \frac{2}{5}$ pieds, les ailes les mieux disposées doivent avoir 8 pieds de long; mais si la largeur des ailes à l'extrémité est plus grande de $\frac{1}{4}$ qu'au centre, la longueur nécessaire n'est que de 7 pieds. Il suit de là que, pour produire l'effet utile d'un cheval que nous prenons égal à six fois celui d'un homme, la longueur des ailes doit être, dans le premier cas,

$$= 8' \sqrt{6} = 19',60,$$

et dans le second,

$$= 7' \sqrt{6} = 17',15.$$

Smeaton indique en outre qu'un moulin à vent faisant 11 tours par minute et pourvu d'ailes de 30 pieds de long et plus larges à l'extrémité qu'au centre, peut activer, à raison de 7 tours par minute, 2 meules à moudre les graines oléagineuses, ce qui correspond à une force de 4 chevaux et exige que la vitesse du vent soit de 13 pieds par seconde.

D'après Taffe (*Application de la mécanique*, Paris 1839), un moulin à vent hollandais, dont les ailes ont $13^m,64$ de long et $2^m,11$ de large, fait fonctionner 24 lames de scie. Si l'on admet pour la vitesse du vent 7 mètres par seconde, l'effet utile sera :

$$0,13.\ 13,64.\ 2,11.\ 7^3 = 1283 \text{ k. m.}$$

$$= 17 \text{ chevaux à peu près.}$$

Des ventilateurs.

Le ventilateur se compose d'un tambour en fonte dans lequel se meuvent à grande vitesse des ailettes en tôle fixées sur un axe ; l'entrée d'air a lieu sur les faces latérales par des orifices circulaires qui en occupent le centre ; la sortie s'effectue par un orifice placé à la circonférence, et communiquant directement avec les tuyaux de conduite.

Dans un ventilateur donné, la pression et le volume de l'air fourni varient avec la vitesse des ailes et la section des buses dans des limites fort étendues, qui ne paraissent pas encore avoir été déterminées par les praticiens, et sont très-difficiles à évaluer par le calcul.

L'action des ventilateurs consiste à imprimer à une masse d'air un mouvement de rotation, en vertu duquel toutes les molécules soumises à l'action de la force centrifuge tendent à s'écarter de l'axe pour se porter à la circonférence et y exercer une pression égale à la somme des forces développées. Cette pression, et surtout celle que conserve le fluide après son entrée dans les tuyaux de conduite, sont des valeurs qui varient non-seulement avec la vitesse des ailes, mais encore avec leur forme et leur disposition par rapport à l'orifice de sortie.

Supposons qu'on transforme l'orifice de la buse en un rectangle de même section qu'elle, ayant pour largeur la largeur même des ailes du ventilateur, et pour hauteur une certaine ligne *ab*, prise sur l'extrémité de l'aile ; désignons

par V et V' les vitesses aux circonférences R et R' (*fig.* 39); par H et H' les pressions en mercure qui produisent ces vitesses respectives; par N le nombre de tours des ailes; par S et *l* la section et la largeur de l'orifice supposé rectangulaire; on aura pour une forme de ventilateur analogue à celle qui est indiquée dans la figure précitée :

$$(a) \;\ldots\; H = \frac{0{,}76\, V^2}{154279 - V^2},\; V = 2\pi RN;$$

$$(b) \;\ldots\; H' = \frac{0{,}76\; V'^2}{154279 - V'^2},\; V' = 2\pi N\left(R - \frac{S}{L}\right) = 2\pi NR';$$

et le volume d'air engendré peut être calculé approximativement par la formule :

$$(c) \;\ldots\; Q' = \frac{5{,}845\ NR'}{1 + 0{,}004\, t} \cdot \frac{0{,}76 + H'}{H'},$$

dans laquelle *t* désigne la température de l'air, et où l'on prend 0,93 pour coefficient de buses cylindriques ou légèrement coniques.

Le volume exact Q, pour la même température *t* et la pression de 0,76, c'est-à-dire le volume qu'on peut trouver en mesurant la pression au manomètre, est donné par la formule :

$$(d) \;\ldots\; Q = 384\, d^2 \sqrt{\frac{H\,(0{,}76 + H)}{1 + 0{,}004\, t}},$$

dans laquelle *d* exprime le diamètre de la buse (*voir* plus loin les calculs relatifs aux soufflets à piston).

Ces formules suffisent pour calculer les dimensions d'un ventilateur, en se donnant les valeurs de Q, *t* et H.

Le ventilateur donne un effet assez considérable lorsqu'il est employé à lancer de l'air à de faibles pressions ; mais si l'on fait croître la vitesse des ailes pour augmenter celle de l'air, il absorbe une quantité de force motrice supérieure à celles des machines à piston. Cet effet tient à plusieurs causes qui sont : le choc de l'air contre les ailes, le changement de direction que subit l'air contre les ailes, le changement de direction que subit l'air lorsqu'il passe du ventilateur dans les tuyaux de conduite, et surtout les frottements de l'air en mouvement contre les parois solides de l'appareil. D'après Combes, on remédie aux premières causes de perte en adoptant un ventilateur à ailes courbes, dont l'orifice de sortie soit dirigé suivant la résultante de la vitesse absolue avec laquelle l'air quitte les ailes, et de la vitesse de rotation à la circonférence extérieure. Quant au frottement de l'air contre la paroi circulaire, on ne peut l'éviter sans changer complétement la disposition de l'appareil. C'est pourquoi les ventilateurs ne sont pas employés pour souffler des fourneaux qui exigent un vent animé d'une grande vitesse, mais on s'en sert avec avantage pour les cubilots de fonderies et les forges maréchales. Voir les Annales des mines, 1re livraison, 1837, et 6e livraison, 1840.

Des souffleries à piston.

Description. — Ces machines se composent d'un cylindre en fonte dans lequel se meut un piston de même matière qui, dans sa montée comme dans sa descente, envoie aux conduites une quantité d'air à peu près égale à la capacité du cylindre.

Le mouvement est communiqué au piston par une manivelle ou par un balancier. Le dernier système convient particulièrement aux souffleries dont le moteur est une machine à vapeur.

La *fig.* 40 offre une coupe d'un cylindre soufflant à double effet.

DD, plaque de fondation ;

NN, fond du cylindre, portant l'entrée d'air E, la sortie S, et le trou d'homme M ;

LL, corps du cylindre alésé ;

II, piston en fonte : il est pourvu à sa circonférence d'une double garniture de cuir, fixée par des segments de bois et des boulons ;

T, tige du piston en fer forgé ;

BB, couvercle du cylindre, portant le *stuffing-box* H, l'entrée d'air E, et la sortie S ;

VV, boîte recevant l'air expulsé du cylindre par S, S, et le conduisant au régulateur (p. 168) ;

P, P, portes pour visiter les soupapes.

Les soupapes d'aspiration et les soupapes d'expiration sont formées de clapets en tôle, garnis de cuir.

Régularité du mouvement. — Dans une soufflerie, la vitesse du piston va en croissant depuis le commencement jusqu'au milieu de la course et décroît depuis ce point jusqu'à l'extrémité. En effet, soit R le rayon de la manivelle et AB (*fig.* 41) = 2 R la course du piston ; le volume d'air émis pendant que la manivelle décrit l'arc ADB, ou

que le piston vient de A en B est représenté par 2. Si nous divisons l'arc ADB en quatre parties égales AC, CD, DF et FB que la manivelle parcourra en des temps égaux, les espaces parcourus par le piston, ou les volumes d'air engendrés pendant les mêmes temps, seront AM, MO, OM', M'B.

Le volume dépensé pendant les temps égaux AC, CD, etc., est constant et égal à $2/4 = 0,50$; le volume engendré pendant le temps $MO = \frac{R\sqrt{2}}{2} = 0,707$, la différence $= 0,707 - 0,50 = 0,207$; on trouverait le même nombre pour la différence entre le volume émis pendant l'arc AC et celui qui est produit pendant la partie AM de la course; ainsi l'excès et le déficit diffèrent de la production moyenne d'une quantité à peu près égale à 1/5 du volume du cylindre; et comme les pressions sont proportionnelles au carré des vitesses, la pression moyenne est à la pression maximum comme $0,25 : 0,50 :: 1 : 2$.

Régulateur d'air. — Cet appareil est, comme le nom l'indique, destiné à rendre constante la pression essentiellement variable de l'air émis par un cylindre soufflant. Le régulateur le plus fréquemment employé est un grand cylindre, terminé par des calottes sphériques, dans lequel l'air des machines soufflantes entre en soulevant une soupape, tandis que l'air comprimé est lancé avec un effort à peu près constant, vu la grande capacité du réservoir. Ces appareils sont construits en tôle de 2 à 4mm d'épaisseur. Ils sont munis d'un manomètre et d'une soupape de sûreté. Ils doivent avoir au moins une capacité telle que la différence entre les volumes d'air à la pression maximum et à la pres-

sion moyenne soit égale au volume en excès que fournit le cylindre au milieu de sa course. Si nous appelons

V le volume du cylindre,

nV celui du régulateur,

b la pression atmosphérique,

P la pression moyenne,

P $\pm$ x P les pressions maximum et minimum, et

$2x$P la plus grande différence de pression que l'on veuille obtenir,

nV sera le volume à la pression moyenne ; $\frac{nV\,(b+P)}{b+P+xP}$

le volume de cette même quantité d'air à la pression maximum, et l'on devra avoir :

$$nV - \frac{nV\,(b+P)}{b+P+xP} = \frac{0{,}207\,V\,(b+P)}{b+P+xP},$$

d'où l'on déduit :

$$n = \frac{0{,}207}{x} \cdot \frac{b+P}{P}.$$

Si l'on fait $x = 0{,}04$, P $= 0^m{,}10$ de mercure et $b = 0{,}76$; il vient $n = 44{,}50$.

Les valeurs de x doivent être prises de telle sorte que la plus grande oscillation ne dépasse pas les 0,08 de la pression, et l'on fera même très-bien de se tenir encore au-dessous de cette limite pour les pressions au-dessus de $0^m{,}10$ à $0^m{,}12$ de mercure.

Manometre. — La pression de l'air se mesure au moyen d'un instrument appele manometre et qui, place dans une

Google

boite fixée contre le mur, communiqua avec la conduite d'air par un petit tuyau en cuivre. Il se compose d'un tube de verre bien calibre et doublement recourbe, fixé sur une petite planchette graduée; il est ouvert à l'une de ses extrémités, et communique par l'autre avec l'air comprimé. A l'état d'équilibre le liquide qu'il contient et qui est ordinairement le mercure, se trouve au même niveau dans les deux branches, et ce point placé au milieu de la hauteur de l'instrument est marqué d'un zéro : quand la pression s'élève, elle est mesurée par la différence de niveau des deux colonnes liquides, ou par le double de la distance du zéro au niveau d'une des colonnes; on peut donc simplement graduer l'instrument en dessus et en dessous du zéro, en traçant, à partir de ce point, des divisions égales portant des chiffres qui représentent le double de la valeur réelle des divisions.

Répartition du vent. — Il est essentiel d'éviter dans une conduite de vent les changements de section qui peuvent altérer la vitesse de l'air; les élargissements la diminuent et donnent lieu à une perte de force vive; les rétrécissements l'augmentent et amènent une déperdition de pression. Les changements de direction ne doivent pas s'opérer à angles vifs; il faut au contraire adopter des raccordements en arcs de cercle, dont le rayon moyen soit au moins égal au triple de celui du tuyau.

Lorsqu'une conduite principale distribue le vent à plusieurs foyers, les tuyaux d'embranchement sont entés sur elle et raccordés comme il a été dit; leur section et celle de la conduite après l'embranchement doivent être propor-

tionnés aux volumes de vent déviés ou maintenus, de telle sorte que la vitesse de l'air reste constante en tous les points.

Boîtes à vent ou porte-vent. — Pour être à même de répartir le vent dans les différents appareils alimentés par une soufflerie, chacun d'eux doit avoir sur la conduite principale un embranchement particulier, qui se subdivise en sous-embranchements pour alimenter les différentes buses du même foyer. Chaque embranchement porte un robinet d'air qui permet de donner ou de retirer le vent à un foyer sans interrompre la marche des autres, et chaque buse est elle-même pourvue d'un appareil semblable qui la rend indépendante de ses voisines.

On fait usage de diverses espèces de robinets d'air. Les *fig.* 42 et 43 représentent un robinet à vanne qui est souvent employé. Il se compose d'une plaque S glissant entre deux coulisseaux en fer *m*, *n*, et manœuvrée au moyen d'une tige à manivelle T. On voit que la pression même du vent concourt à assurer la jonction de la pièce mobile contre les parties fixes ajustées.

Raccordement des buses. — Le raccordement de la buse avec le tuyau auquel est adapté le robinet d'air se fait de différentes manières. La disposition des *fig.* 42 et 43 est compliquée, mais très-complète. La buse peut rentrer avec facilité dans le tuyau central, et de plus, le joint sphérique antérieur et la vis de rappel placée à l'arrière permettent de régler sa position dans la tuyère avec précision.

B, tuyau de fonte tourné à l'extérieur, se mouvant en avant ou en arrière au moyen de la tige T'; PQ, joint sphé-

Google

rique; B', buse en fonte pouvant rentrer en B, et mobile autour du joint PQ; B'', busillon.

Détermination de la quantité d'air fournie par une machine soufflante à piston. — Le moyen le plus naturel qui se présente, pour résoudre ce problème, est de mesurer la capacité du cylindre correspondante à la course du piston, et de multiplier cette capacité par le nombre de coups de piston fournis en un temps donné; mais ce résultat est loin d'être exact, parce qu'il se fait toujours des pertes d'air par la garniture du piston et les clapets, et aussi parce que la piston ne peut venir s'appliquer contre les fonds et qu'il reste toujours un espace (dit *nuisible*) dont l'air ne peut être expulsé. — D'après les observations de MM. Walter et Morin, les pertes d'air dues à ces causes s'élèvent en moyenne à 25 pour 100, dans les appareils bien entretenus.

On approche davantage de la vérité en calculant le volume d'air en fonction de la section des buses et de la vitesse avec laquelle l'air s'en échappe.

Soit h' la pression de l'air en mercure à la buse;

x la hauteur d'une colonne d'air comprimé de même poids que h';

Δ la densité du mercure;

b, la pression atmosphérique;

t, la température de l'air;

$\delta_t^{b+h'}$ la densité de l'air à la température t et sous la pression $b + h'$;

$g = 9,807$;

v la vitesse;

On a : $v^2 = 2\,gx$. — Mais comme $x : h' :: \Delta : \delta_t^{b+h'}$,

$$\frac{\Delta}{\delta_0^{0,76}} = 10466,$$

$$\delta_0^{b+h'} : \delta_0^{0,76} :: b + h' : 0,76, \text{ et}$$

$$\delta_t^{b+h'} : \delta_0^{b+h'} :: 1 : (1 + 0,004)\, t^*,$$

la valeur précédente devient :

$$(1) \ldots v = 395 \sqrt{\frac{h'\,(1 + 0,004\, t}{b + h'}}.$$

Soit d le diamètre de la buse, et $V_t^{b+h'}$ le volume d'air lancé par seconde à la température t et sous la pression $b + h'$; et prenons le coefficient d'expérience 0,94, qui se rapporte aux ajutages coniques; nous aurons :

$$V_t^{b+h} = 0,93.395.0,785\, d^2 \sqrt{\frac{h'\,(1 + 0,004\, t)}{b + h'}}$$

$$= 0,95.0,785\, d^2\, v.$$

Comme nous avons :

$$V_t^{b+h_1} : V_0^{b+h'} :: (1 + 0,004\, t) : 1, \text{ et}$$

$V_0^{b+h_1} : V_0^{b} :: b : b + h'$, il viendra pour le volume d'air lancé à la température 0° et sous la pression b :

$$(2) \ldots V_0^{b} = 289\, \frac{d^2}{b} \sqrt{\frac{h'\,(b + h')}{1 + 0,004\, t}}$$

$$= 0,93 \,.\, 0,785\, \frac{b + h'}{b\,(1 + 0,004\, t)}\, d^2\, v.$$

* On devrait prendre 0,00375 (ou, d'après les recherches récentes de Rudberg, 0,00365) pour cette dilatation qu'on nomme le *coefficient de dilatation de l'air*, mais il est bon d'augmenter un peu ce nombre, afin de tenir compte, autant que possible, de la quantité d'eau en vapeur que l'air con-

Diamètre des buses. — L'équation (2) étant résolue par rapport à d^2, on trouve :

$$(3) \ldots d^2 = \frac{b\ V_n{}^b}{289} \sqrt{\frac{1 + 0{,}004\ t}{h'(b + h')}}.$$

Diamètre des tuyaux de conduite. — Si l'on désigne par h la pression qui existe au commencement de la conduite, par h' la pression à la fin de la conduite, par L la longueur, et par D le diamètre de la conduite, on a, d'après d'Aubuisson :

$$h' = h \frac{42\ D^5}{L\ d^4 + 42\ D^5}.$$

La vitesse de l'air dans les tuyaux est ordinairement réglée à 20^m par seconde, ce qui, en supposant que le piston de la soufflerie se meuve avec une vitesse de 1^m, exige des tuyaux dont la section soit 1/20 de celle du cylindre : à cette vitesse, et avec des pressions initiales de 2 à 16 centimètres de mercure, la différence $h - h'$ varie de 3 à 5^{mm} de mercure pour des conduites de 20^m de long, et de 5 à 10^{mm} pour des conduites de 40^m. On peut prendre $h' = 0{,}95\ h$, ce qui donne :

$$(4) \ldots D^5 = 0{,}45\ L d^4.$$

Dimensions du cylindre soufflant. — Désignons par D le

tient. En effet, sous la pression ordinaire de l'atmosphère, la densité de l'eau en vapeur est à celle de l'air comme 10 est à 14; l'air est donc d'autant plus léger qu'il contient plus de cette vapeur, or, il en contient d'autant plus que la température est plus élevée ; ce qui fait que quand l'air est dilaté par la chaleur, son poids doit diminuer dans un plus grand rapport que son volume n'augmente. On augmente donc le coefficient de dilatation, et pour la commodité du calcul, on le prend égal à 0,004 = 1/250.

diametre du cylindre, par l sa hauteur, par n le nombre de coups de piston par minute, et par V_o^b le volume d'air à fournir par seconde à la température 0° et sous la pression b; nous aurons :

$$0{,}75\,\pi\,\frac{D^2}{4}\,ln = 60\,V_o^b\,(1 + 0{,}004\,t).$$

Si $t = 20°$, $D = l$ et $nl = 60\,m$, il viendra :

$$D^2 = \frac{5{,}76\,V_o^b}{\pi}.$$

Travail utile. — L'effet utile d'une soufflerie se calcule en fonction du poids d'air lancé par la buse et de la hauteur génératrice de la vitesse d'écoulement. Ainsi cet effet sera en chevaux-vapeur :

$$(5)\ldots\frac{1{,}2091.\,V_o^{0,76}.\,h'.\,0{,}76\,.\,10466}{75\,(0{,}76 + h')} = \frac{157{,}87\,V_o^{0,76}\,h'}{0{,}76 + h'}.$$

$$= 142{,}01\;d^2\,v\;h'.$$

Force motrice. — La force motrice nécessaire pour activer une soufflerie à piston, se compose :

1° Du travail utile calculé par la formule (5) et de la perte d'air évaluée à 1/3 de ce travail;

2° Du travail absorbé par les frottements du piston et par ceux de la tige. Soit R le rayon du piston, E la hauteur d'une des garnitures, $2\,\pi$ RE représentera la surface frottante, $2\,\pi$ RE h'.13,568 sera le poids dont elle est chargée, et si F représente le coefficient de frottement, et U la vitesse par seconde, $2\,\pi$ RE h'.13,568.F.U sera le travail absorbé en kilogrammetres. Si nous faisons $F = 0{,}30$,

$E = 0{,}04$, et que nous divisions par 75, il viendra :

$$13{,}60 \text{ R } h' \text{ U}$$

pour la valeur en chevaux-vapeur des frottements du piston.

Soit r le rayon de la tige, e la hauteur du *stuffing-box* $= 2r$ et $f = 0{,}2 =$ le coefficient de frottement,

$$\frac{4\,\pi\, r^2\, h' \,.\, 13{,}568\, f\, \text{U}}{75} = 454{,}43\, r^2\, \text{U}\, h'$$

sera le travail en chevaux-vapeur.

h' représente l'effort qui fait sortir l'air de la base ; mais, le moteur agissant dans le cylindre et au commencement de la conduite avec un effort représenté par h, il faut augmenter tous les travaux dans le rapport de h à h'.

En additionnant ces valeurs et en les augmentant comme il vient d'être dit, il vient pour le travail total T :

$$(6) \ldots \text{T} = h\,[189{,}34\, d^2 + \text{U}\,(13{,}60\, \text{R} + 454{,}43\, r^2)] = h\left[\frac{183{,}82\, \text{V}_o^{\,0,76}}{0{,}76 + h} + \text{U}\,(13{,}60\, \text{R} + 454{,}43\, r^2)\right].$$

Au lieu de se servir de la formule précédente, il est plus commode et peut-être plus exact de calculer le travail dans le cylindre soufflant seul, en fonction de la pression de l'air, et de la vitesse moyenne du piston. R étant toujours le rayon du piston et U sa vitesse, le poids dont il est chargé sera $\pi\, \text{R}^2 h . 13{,}568$, et l'on obtiendra la force motrice en chevaux-vapeur en multipliant ce produit par la vitesse, et en le divisant par 75 ; on aura donc :

$$(7) \ldots T = \frac{\pi R^2 h \,.\, 13{,}568 \,.\, U}{75} = 0{,}18091 \,.\, \pi R^2 U h.$$

Dans les cas d'une communication de mouvement compliquée, il serait bon d'augmenter le résultat de 1/10 à 1/8 environ. — On peut prendre $\pi R^2 U = 1{,}44 \, V_o^{\,h + h'}$ et U = $0^m{,}60$.

IX

DES CHEMINÉES.

Notice bibliographique. Cet article est fait d'après l'excellent travail de M. Péclet, intitulé *Traité de la chaleur*. J'ai ajouté quelques notes que M. Péclet a publiées dans ses cours. Autres ouvrages : Kallstenius, *Versuch zur Bestimmung der Luftmenge welche bei vollem Zug durch den Flammenofen stroemt*; dans l'*Archiv fuer Bergbau und Huettenwesen de Karsten*, V, 345. — Buff) *ueber den Widerstand der Luft an den Waenden der Leitungsroehren; in den Studien des Goettingischen Vereins bergmaennischer Freunde*, IV, 200. (Suivant Karsten, l'expérience ne confirme pas le résultat du calcul d'après lequel la résistance des parois de la cheminée pourrait rendre inutile, et même nuisible, l'augmentation de la cheminée au-delà de la limite calculée. Nous verrons plus loin, p. 180, que les résultats obtenus par Buff se déduisent aussi des formules de Péclet.)

Vitesse d'ascension de l'air dans une cheminée. Pour déterminer la vitesse d'écoulement de l'air non brûlé par une cheminée, il faut 1° supposer la cheminée remplie d'air froid extérieur, et ramener par le calcul la colonne gazeuse à la hauteur qu'elle occuperait si la température s'abaissait à 0°; 2° calculer la hauteur de cette colonne d'air pour la température moyenne de la cheminée, et retrancher la hauteur de la cheminée du résultat obtenu. La différence est la hauteur génératrice de la vitesse cherchée, et cette vitesse est la même que celle qu'acquerrait un corps grave en tombant librement de la hauteur dont il s'agit.

En désignant par H la hauteur de la cheminée, par t la température extérieure, par t' la température intérieure, et par a la dilatation de l'air pour chaque degré du thermomètre centigrade, nous trouvons que la colonne d'air froid réduite à 0° a pour longueur $H : (1 + at)$ et cette colonne ramenée à t', a pour longueur $H (1 + at') : (1 + at)$. Par conséquent la hauteur de la colonne génératrice de la vitesse est égale à $H (t' - t) a : (1 + at)$, et la vitesse due à cette hauteur est donnée par la formule $v^2 = 2g\, H\, a\, (t' - t) : (1 + at)$. Dans les cas ordinaires $1 + ta$ peut être pris $= 1$.

On pourrait supposer que la colonne chaude se contractât, et calculer la différence de hauteur des deux colonnes froides. Mais la vitesse qu'on obtiendrait alors serait celle de l'air froid et non pas celle de l'air chaud. Voici les calculs qu'on fait dans cette méthode. La colonne d'air chaud, réduite à la densité de l'air extérieur, a pour hauteur $H (1 + at) : (1 + at')$, la longueur génératrice de la vitesse

est H $(t' - t)$ $a : (1 + at')$, et la vitesse est donnée par la formule $v'^2 = 2g$ H $(t' - t)$ $a : (1 + at')$. On voit que pour passer de la vitesse v' de l'air froid à la vitesse v de l'air chaud on doit multiplier v' par la racine carrée de $(1 + t'$ $a) : (1 + at)$.

Nous avons admis que l'air en mouvement dans la cheminée était de l'air ordinaire. Cependant il faut tenir compte de l'augmentation de densité qu'éprouve l'air par la combustion. En supposant que l'air de la cheminée soit à demi saturé de carbone, ce qui porte sa densité à 1,353, on trouve que la vitesse cherchée est égale à celle qu'acquerrait un corps en tombant d'une hauteur $h' = $ H $(at' - 0{,}045 - 1{,}045at) : 1{,}045$ $(1 + at)$. Nous verrons plus loin pourquoi on est dispensé de chercher la vitesse de l'air brûlé par la méthode que nous venons d'exposer.

Le calcul suivant donne la vitesse v' de l'air froid dans la cheminée d'un four à puddler.

La hauteur de cette cheminée est de 34 pieds anglais ou de $10^{m},35$, et la température moyenne de 1000 degrés centigrades, l'atmosphère étant à 0°. La température au milieu de la cheminée d'un four à puddler est quelquefois suffisante pour liquéfier le fer cru et pour fondre les briques dont est formée la cheminée. Les fours à réchauffer ont des cheminées plus hautes et la chaleur y est plus intense.

On ne connaît pas bien le degré de saturation de l'air dans la cheminée des fours à puddler. Nous admettrons par hypothèse que l'air de la cheminée est aux deux tiers saturé de carbone. Dans les fours à réchauffer, l'air est plus complétement saturé. Cela posé, 1^{mc} d'air à 0° pèse $1^{k}298$.

Comme il faut 8m·80 d'air pour brûler 1k de charbon, 1mc en consommera 0k114. Ainsi le poids d'un mètre cube d'air complètement saturé de carbone est de 1k412, et celui d'un mètre cube d'air aux deux tiers saturé s'élève à 1k374, la température étant supposée égale à zéro. A une température de 1000 degrés, la densité de l'air aux deux tiers saturé ou le poids d'un mètre cube de cet air, sera 1,374 : (1 + 0,00375.1000) = 1,374 : 4,750 = 0,289. La hauteur de la colonne intérieure ramenée à la densité de l'air extérieur s'obtiendra au moyen de la proportion : 0,289 (densité de l'air intérieur) : 1,298 (densité de l'air extérieur)' :: x (hauteur de la colonne de gaz après la réduction à la densité de l'air extérieur) : 10m,35 (hauteur de la colonne extérieure ou de la cheminée) ; d'où x = 3m,08. Différence 7m,27.

La vitesse due à cette hauteur sera $\sqrt{(19{,}62 . 7{,}27)}$ = 11m,94.

Les formules précédentes donnent les vitesses beaucoup trop grandes parce qu'on y a négligé les frottements, les étranglements et l'influence de la grille.

Kallsteuins a cherché à mesurer la vitesse avec laquelle la flamme sort par la cheminée d'un four à reverbère au moyen d'un anémomètre composé d'un moulinet à ailettes et placé au sommet de la cheminée. Il a trouvé que cette vitesse était de 26,21603 pieds de Prusse pour un four à reverbère dont la cheminée était élevée de 32,75 pieds au-dessus de la grille. Au moyen de la section de la cheminée, il a calculé que cette vitesse correspondait à un volume de

Digitized by Google

2687,5 pieds cubes par minute. En admettant que la température au sommet de la cheminée ait été de 1000° R., le volume de l'air s'est trouvé quintuplé. Par conséquent le volume d'air ou de gaz froid était le cinquième de 2687,5 ou 537,5 pieds cubes par minute.

Résistance due au frottement. Il résulte des expériences de M. d'Aubuisson sur le mouvement des gaz froids dans des tuyaux, que la résistance due au frottement est proportionnelle au carré de la vitesse et à la longueur du tuyau, et en raison inverse de son diamètre. Appelons P la hauteur génératrice de la vitesse qui devrait avoir lieu sans le frottement; désignons par p la hauteur génératrice de la vitesse effective : $P - p$ sera la perte de hauteur due au frottement dans le tuyau; v serait $= \sqrt{2g\,P}$, s'il n'y avait pas de frottement; mais $v =$ réellement $\sqrt{2gp}$. Cela posé, et en désignant par D le diamètre et par L la longueur du tuyau, nous aurons $P - p = k\,v^2\,L$, D : k étant une constante qui varie avec la nature du tuyau.

M. Péclet a trouvé que la résistance pour l'air chaud suit sensiblement la même loi que celle pour l'air froid dans les tuyaux. D'après ce physicien, le coefficient k, dans la formule précédente appliquée à l'air chaud, est 0,0050 pour la tôle, 0,0025 pour la fonte, recouverte à l'intérieur d'une couche de noir de fumée, et 0,0127 pour la terre cuite. Ce coefficient ayant été déterminé pour l'air brûlé tel qu'il circule ordinairement dans les cheminées, il n'y a pas lieu, comme nous l'avons observé plus haut, de tenir compte des altérations que l'air éprouve dans le foyer.

Avec la formule ci-dessus, on a celle-ci : $v = \sqrt{2gp}$.

Éliminant p et résolvant par rapport à v, nous trouverons $v^2 = 2g$ P D : ($2g\,k$ L + D).

L désigne ici la longueur totale du circuit. Il ne faut pas confondre cette quantité avec H qui n'est que la distance verticale entre les deux bouts de la cheminée, depuis le niveau de la grille jusqu'au sommet.

Lorsque L = H, et qu'en outre la valeur de H est tellement grande que D peut être négligé au dénominateur à côté de $2g\,k$ L, on trouve $v^2 = a\,(t' - t)$ D : k; résultat qui coïncide avec celui de M. Buff dont il a été parlé plus haut. Par conséquent dans ce cas la vitesse est indépendante de la hauteur de la cheminée.

Observations sur les variations de vitesse de l'air dans les tuyaux de conduite. — La vitesse de l'air dans les tuyaux de conduite varie : 1° par le decroissement progressif de la pression, et 2° par l'abaissement de la température. L'effet qui résulte de la première cause est inappréciable dans presque tous les cas. Celui qui tient à l'autre cause est, au contraire, facile à apprécier, puisque, si nous désignons par t et t' les températures de l'air chaud dans deux sections égales du conduit, l'air extérieur étant à 0°, nous trouvons que les vitesses dans ces sections sont comme $1 + 0{,}00365\,t : 1 + 0{,}00365\,t'$. Cependant il n'est pas nécessaire que la formule relative au mouvement de l'air dans une cheminée tienne compte des variations de résistance qui résultent du refroidissement, et la formule que nous avons trouvée en considérant seulement la résistance pour la température moyenne, ne s'écarte pas beaucoup de l'exactitude. A la vérité, si nous faisons le calcul en supposant que la tempe-

rature décroisse uniformément, et que nous prenions la somme des résistances dans tous les éléments du conduit, nous obtenons une vitesse moindre que celle trouvée en calculant la résistance d'après la température moyenne; mais cette vitesse plus petite correspond à la température qui a lieu au sommet de la cheminée, et il suffit de la ramener à ce qu'elle serait à la température moyenne de l'air dans la cheminée, température qui est celle de l'air écoulé, d'après notre hypothèse, pour obtenir un résultat très peu différent du premier.

Considérons, par exemple, une cheminée de 20 m. de hauteur et de 0m,5 de diamètre, et admettons que la température au bas de la cheminée soit de 100°, et que celle au sommet soit de 0° comme à l'extérieur. En intégrant l'équation $dp = kv^2 (1,365 - 5.0,00365\, h)^2\, dh : 0,5$, depuis $h = 0$ jusqu'à $h = 20^m$, nous trouvons $v = 2,17$, et en déterminant la vitesse V de l'air pour la température moyenne de 50°, nous obtenons $V = 2,55$; v étant la vitesse de l'air à 0° et V celle de l'air à 50°, si nous multiplions la vitesse v par $(1 + 0,00365.50)$ pour la ramener à ce qu'elle serait à 50°, il vient $v\,(1 + 0,00365.50) = 2,56$, valeur qui diffère peu de V.

Effet d'un rétrécissement de section vers le haut. Si la section de la cheminée était uniforme, nous aurions comme ci-avant, $P - p = kv^2 H : D$. Si nous supposons que l'orifice supérieur ait un diamètre d, plus petit que D, la vitesse dans le canal sera $vd^2 : D^2$, au lieu d'être v, et par conséquent la résistance deviendra $P - p = kv^2 H : m^5 d$, en faisant $m = D : d$. Cette équation, combinée avec la sui-

Digitized by Google

vante $p = v^2 : 2g$, donne $v^2 = 2g \text{ P } m^5 d : (m^5 d + 2gk \text{ H})$.

Il est facile de voir que v augmente à mesure que m devient plus grand, et qu'à la limite on a $v = \sqrt{(2g \text{ P})}$, c'est-à-dire la vitesse théorique.

Désignons par Q la dépense d'air qui se fait au moyen de la cheminée dont nous nous occupons. Cette dépense sera $\text{Q} = d^2 \sqrt{(2 g \text{ P } m^5 d)} : \sqrt{(m^5 d + 2gk \text{ H})}$.

Si la section de la cheminée était partout égale à celle de l'orifice supérieur, la quantité de gaz qui s'en échapperait serait donnée par la formule $q = d^2 \sqrt{(2g \text{ P } d)} : \sqrt{(2gk \text{ H} + d)}$.

Le rapport de ces deux dépenses peut se mettre sous la forme : $\text{Q} : q = \sqrt{(2gk \text{ H} + d)} : \sqrt{(d + 2gk \text{ H} : m^5)}$. Si $m =$ l'infini, ce rapport devient $= \sqrt{(2gk \text{ H} + d)} : \sqrt{d}$. Il sera alors un maximum et s'élèvera à $\sqrt{(0{,}25 \cdot 10 + 0{,}20)} : \sqrt{0{,}20} = \sqrt{13{,}5} = 3{,}7$ environ, pour une cheminée en briques de 10^m de hauteur et d'une section ayant un diamètre égal à $0^m{,}20$ à l'orifice supérieur. Mais en supposant $m = 2, 3, 4, 5$, on trouvera que les rapports des dépenses d'air sont respectivement 3,16 ; 3,42 ; 3,55 ; 3,7. Donc pour $m = 5$, la différence avec l'effet maximum est insignifiante. Il y a par conséquent avantage à rétrécir la cheminée vers le haut, quand on veut obtenir un fort tirage au moyen d'une faible température.

Effet d'un rétrécissement au bas de la cheminée. Dans une cheminée rétrécie au bas, la vitesse réelle de l'air est moindre que la vitesse théorique, non-seulement à cause du frottement exercé par la cheminée, mais encore parce que

l'étranglement occasionne une perte de hauteur motrice. La perte due au frottement a pour mesure kv^2 H : D. Quant à l'autre perte, elle se détermine d'après les lois de l'hydraulique et en admettant que la veine fluide puisse s'épanouir complétement à sa sortie de l'étranglement. De cette manière on trouve qu'elle a pour expression $(v'^2 - v^2) : 2g$, formule dans laquelle v' et v désignent les vitesses respectives de l'air dans l'étranglement et dans la cheminée. Cela posé, nous aurons $P - p = (kv^2 H : D) + (v'^2 - v^2) : 2g$.

Posons $D^2 : d^2 = m$ et remplaçons v'^2 par sa valeur $v'^2 = v^2 D^4 : d^4 = v^2 m^2$; nous trouverons $P - p = (kv^2 H : D) + v^2 (m^2 - 1) : 2g$; ou bien, en observant que $v^2 = 2gp$ et en résolvant : $v^2 = 2g PD : (2gk H + D m^2)$.

Soit Q le volume d'air dépensé au moyen de la cheminée que nous considérons ; nous trouverons pour ce volume $Q = D^2 \sqrt{(2g PD)} : \sqrt{(2gk H + D m^2)}$.

Si la cheminée avait partout la même section qu'à l'étranglement, le volume q d'air dépensé serait $q = d^2 \sqrt{2g Pd} : \sqrt{(2gk H + d)}$.

Le rapport $Q : q = m \sqrt{[D (2gk H + d)]} : \sqrt{[d (2gk H + D m^2)]}$ sera un maximum lorsque m = l'infini. Ce maximum sera $\sqrt{(2gk H + d)} : \sqrt{d}$. Prenant $d = 1$, pour une cheminée en briques de 10^m de hauteur, on obtiendra pour ce maximum $\sqrt{(0,25 . 10 + 1)} = \sqrt{3,5} = 1,83$.

En prenant successivement un diamètre double, triple et quadruple de celui de l'orifice inférieur, on trouvera pour le rapport $Q : q$ les valeurs 1,76, 1,80 et 1,82. Ainsi, quand le diamètre de la cheminée est quatre fois plus grand que

celui de l'étranglement du bas, l'effet produit ne diffère de l'effet maximum que de 1 centième.

Ainsi, d'après la théorie, il serait bon de donner aux cheminées des fours à réverbère une section quadruple de celle du rampant.

Lorsque les produits de la combustion doivent parcourir un canal qui présente plusieurs étranglements, on détermine la vitesse d'écoulement en faisant la somme de toutes les pertes dues au frottement dans les diverses parties du circuit, et de celles dues aux changements de vitesse dans les étranglements.

Il résulte des nouvelles observations rapportées par Péclet dans la deuxième edition de son *Traité de la chaleur*, que la perte de hauteur motrice qu'éprouve l'air en traversant un étranglement percé dans une paroi épaisse n'est pas $(v'^2 - v^2) : 2g = v^2 (m^2 - 1) : 2g$, comme nous l'avons supposé ci-dessus, mais, du moins approximativement, $[(v'^2 - v^2) : 2g] (d^2 : D^2) = (m^2 - 1) v^2 : 2gm$. Nous avons par conséquent, pour déterminer v, l'équation $P - (v^2 : 2g) = k H v^2 : D + (m^2 - 1) v^2 : 2gm$, qui conduit néanmoins à des vitesses d'écoulement plus grandes que les vitesses réelles.

Si les mouvements de l'air se faisaient d'après les mêmes lois que ceux des liquides, l'obstacle opposé par un étranglement aurait pour mesure $(v' - v)^2 : 2g = (m - 1)^2 v^2 : 2g$, et $P - (v^2 : 2g) = k H v^2 : D + [(m - 1)^2 v^2 : 2g]$. Cette dernière équation conduit, comme M. Péclet l'a observé, à des valeurs de v plus petites que les vitesses réelles,

Digitized by Google

et moins rapprochées de celles-ci que les vitesses qui résultent de la première équation.

Les vitesses d'écoulement par l'orifice supérieur de la cheminée, déduites de ces deux équations, sont

$$v^2 = 2gm\,DP : [Dm + 2gmk\,H + D\,(m^2 - 1)],$$
$$\text{et } v^2 = 2g\,PD : [D + 2gk\,H + D\,(m - 1)^2].$$

Lorsqu'on suppose m égal à l'infini, on peut négliger au dénominateur de la dernière équation les termes qui ne renferment pas m^2, et elle devient $v^2 = 2g\,P : m^2$; de sorte que la vitesse dans l'orifice sera $v'^2 = 2g\,P$.

Ainsi, dans l'hypothèse sur laquelle est fondée cette équation, si on augmente progressivement le diamètre d'une cheminée dont l'orifice inférieur reste constant, la vitesse dans l'orifice augmentera jusqu'à une certaine limite qui est la vitesse due à la hauteur de la colonne d'air chaud ; on ne gagnerait donc par l'accroissement de diamètre que la hauteur motrice correspondante aux frottements, et cet effet s'obtiendrait sensiblement en donnant à la cheminée un diamètre trois ou quatre fois plus grand que celui de l'orifice inférieur, attendu que les frottements étant proportionnels aux carrés des vitesses, ils diminuent dans une progression très rapide à mesure que les diamètres augmentent.

D'après la première équation qui, comme nous l'avons dit, s'approche beaucoup plus de la réalité que l'autre, la vitesse dans l'orifice va en croissant indéfiniment à mesure que le diamètre de la cheminée augmente, et elle peut devenir beaucoup plus grande que celle qui est due à la hauteur de la colonne d'air chaud. L'accroissement de vitesse dans l'o-

rifice inférieur devient aussi grand que possible si, à partir des bords de l'orifice, la section de la cheminée augmente progressivement et d'une manière continue jusqu'à une certaine hauteur; car on sait qu'alors il n'y a point de hauteur motrice perdue par les changements de vitesse, et il ne reste que la perte qui résulte des frottements.

Cette influence de l'élargissement d'une cheminée sur l'appel qu'elle produit est un fait très important dans la construction des appareils de chauffage et de ventilation; car elle permet, avec la même dépense de chaleur, de vaincre de plus grandes résistances ou de produire le même effet en abaissant la température de l'air brûlé ou de l'air chaud.

Cheminées coniques. Pour trouver la valeur de $P - p$ dans une cheminée conique dont les diamètres à la base et au sommet sont respectivement D et d', il faut évaluer la perte de hauteur motrice due au frottement de l'air contre les parois de la cheminée, c'est-à-dire, prendre l'intégrale définie de la différentielle $dp = k\,v^2\,d\,L : b$, dans laquelle dp représente la perte de hauteur motrice due au frottement qui s'exerce le long d'un élément annulaire de la surface conique de diamètre b et d'une longueur égale à d L. En désignant par h la hauteur de la cheminée, on devra prendre cette intégrale depuis o jusqu'à h. Appelons H la hauteur du cône entier dont la cheminée fait partie; F, l'angle que la génératrice du cône forme avec la verticale, et h' la hauteur d'un élément quelconque de la surface conique au-dessus de la base de la cheminée. Faisons en outre $D = md'$; exprimons d L en fonction de dh', b en fonction de h' et de

H, et v^2 en fonction de la vitesse V à l'orifice de la cheminée. Nous aurons successivement : $dp = kv^2 d L : b = k V^2 d'^4 dh' : b^5 \cos F = k V^2 d'^4 H^5 dh' : m^5 d'^5 (H - h')^5 \cos F = k V^2 H^5 dh' : d' m^5 (H - h')^5 \cos F$.

En prenant l'intégrale de cette expression depuis $h' = o$ jusqu'à $h' = h$, on obtient : $\int dp = \int_o^h [k V^2 H^5 dh' : d' m^5 (H - h')^5 \cos F] = [k V^2 H^5 : 4 m^5 d' (H - h)^4 \cos F] - [k V^2 H : 4 m^5 d' \cos F] = P - p$.

En combinant cette équation avec celle-ci, $H = mh : (m - 1)$, on trouve $P - p = k V^2 h (m^4 - 1) : 4 d' (m - 1) m^4 \cos F$.

Avant de déduire de cette expression la valeur de V, nous devons remarquer que cos F peut être pris, sans erreur sensible, égal à l'unité, de même que $(m^4 - 1) : m^4$, de sorte que $P - p$ se réduit à $k V^2 h : 4 d' (m - 1)$. Cela posé, nous aurons $P - V^2 : 2g = k V^2 h : 4d' (m - 1)$ et $V^2 = 4 P d' (m - 1) g : [gkh + 2 d' (m - 1)]$.

Maximum de tirage. La température influe de deux manières sur la quantité d'air qui passe par la cheminée : elle accélère le mouvement de l'air chaud, ce qui doit augmenter la quantité d'air qui afflue ; mais elle diminue en même temps la densité de l'air, et par ce moyen elle nuit à l'appel opéré par la cheminée. Comme ces deux effets sont contraires, il doit y avoir une température qui donne le maximum de tirage. Supposons que l'air extérieur soit à la température t. La vitesse de l'air dans la cheminée sera $v = \sqrt{[2g PD : (2gk L + D)]} = \sqrt{[2g H a (t' - t) D : (2gk L + D)]}$. Le volume d'air qui passe par l'orifice D^2 sera $v D^2 = D^2 \sqrt{[2g H a (t' - t) D : (2gk L + D)]}$ et son poids

$= 2{,}991\ D^2 \sqrt{[2g\ H\ a\ (t' - t)\ D : 2gk\ L + D)\ (1 + at')^2]}$. Cette quantité sera un maximum lorsque $(t' - t) : (1 + at')^2 = y$ aura la plus grande valeur possible. Or, en différenciant nous trouvons $dy : dt' = [(1 + at')^2 - 2a\ (t' - t)\ (1 + at')] : (1 + at')^4$.

Si nous égalons à zéro le numérateur de cette fraction, nous trouverons $1 - a\ t' + 2a\ t = 0$, d'où $t' = \frac{1}{a} + 2t = 267^\circ + 2t$. Ainsi le maximum du poids d'air appelé par la cheminée correspond à une température d'environ 267° plus deux fois celle de l'air environnant.

M. Péclet a dressé le tableau des tirages à diverses températures, en mettant au denominateur de y, $t' - t$ en place de t', erreur que nous avons corrigée dans les calculs précédents. Il résulte du tableau de M. Péclet que, dans le voisinage du maximum, une différence considérable, même de 100° C. en plus ou en moins dans la température, n'influe pas beaucoup sur la dépense d'air. C'est là une des propriétés des maxima et minima. Elle permet de calculer la section d'une cheminée, sans connaitre exactement la température produite.

Voici un extrait du tableau de Péclet sur les tirages à diverses températures :

Températures.	Tirages.
30	3,55
60	5,47
90	6,47
120	7,06
150	7,45
180	7,66

Températures.	Tirages.
210	7,80
240	7,89
270	7,93
300	7,94
330	7,91
400	7,84
600	7,44
1000	6,60

On peut maintenant se rendre compte de l'augmentation de tirage qu'on observe dans les fours à réverbère à cheminée commune dont on utilise les flammes perdues pour le chauffage des chaudières à vapeur.

Cette proposition sur le maximum de tirage renferme tout le secret de la construction des fourneaux. Si je suis bien informé, elle est due à M. Peclet.

Comme on admet maintenant que le coefficient de dilatation des gaz est 0,00365 et non 0,00375, il s'ensuit que la valeur de t' qui rend $(t' - t) : (1 + at')$ un maximum, est $t' = 274° + 2t$. En partant de ce nouveau coefficient de dilatation des gaz et posant $t = 0$, on obtient les valeurs suivantes pour les tirages à diverses températures.

Températures.	30	$\sqrt{t'} : \sqrt{(1 + at')^2}$	4,93
»	60	»	6,36
»	90	»	7,43
»	120	»	7,62
»	150	»	7,92
»	180	»	8,09

»	210	»	8,21
»	240	»	8,26
»	270	»	8,278
»	300	»	8,27
»	350	»	8,21
»	400	»	8,13
»	600	»	7,62
»	1000	»	6,8

Influence de la grille. La grille et le combustible qu'elle supporte opposent beaucoup de résistance au passage de l'air. Lorsqu'on ouvre la porte d'un foyer, il ne passe presque plus d'air par la grille, tout l'appel se fait par la porte, qui offre un passage plus facile.

L'effet de la grille est le même que celui d'un étranglement. L'air y acquiert beaucoup de vitesse.

L'influence de la grille est variable selon l'époque de la combustion. Immédiatement après le chargement, la houille grasse, par exemple, présente beaucoup de vides qui laissent passer l'air; mais ensuite elle forme une espèce de pâte qui bouche le courant. On ne peut donc calculer cette influence.

Dans la valeur du coefficient k pour les cheminées en briques des chaudières à vapeur, valeur qui est 0,0127, M. Péclet a compris l'effet dû à la grille. Mais cet effet doit être différent dans les fours à réverbère.

Calcul de la section d'une cheminée. La formule $v = \sqrt{(2g \text{ H } at \text{ D}) : (\text{D} + 2gk \text{ L})}$ montre que lorsque la hauteur H de la cheminée reçoit un accroissement, le numéra-

teur de la fraction soumise en radical augmente davantage que le dénominateur, et que par suite la vitesse v se trouve augmentée. Mais la hauteur de la cheminée est limitée. Car on ne peut donner une grande hauteur à une cheminée étroite, par exemple. Pour ce qui concerne la section qu'il convient de donner à la cheminée, elle se détermine de la manière suivante. Appelons n le nombre de kilog. de combustible qu'on veut brûler par heure; m, le nombre de mètres cubes d'air froid par kilog. de combustible; t, l'excès de température de l'air chaud sur l'air extérieur. mn sera le nombre de mètres cubes d'air froid par heure, et $mn\ (1 + at)$ sera le volume d'air chaud pour le même temps, ce qui fait $mn\ (1 + at) : 3600$ par seconde. Il faudra que l'on ait $v D^2$ ou $D^2 \sqrt{[2g\, H\, at\, D : (D + 2gk\, L)]}$ = à cette quantité. En négligeant au dénominateur la quantité D, qui est très petite par rapport à l'autre terme, on trouve, tout calcul fait, $D^5 = m^2 n^2 (1 + at)^2 k\, L : 3600^2\, H\, at$.

Après avoir résolu cette équation par logarithmes, on peut trouver une valeur plus approchée en substituant la valeur trouvée de D au dénominateur où on l'avait négligée d'abord et résolvant ensuite la nouvelle équation par rapport à D.

Quel que soit l'usage auquel on destine la chaleur développée par un foyer, une quantité donnée de combustible exigera, pour être brûlée dans un temps également donné et pour produire le maximum d'effet utile, une grille d'une certaine étendue sur laquelle elle devra être disséminée en couche d'une épaisseur convenable et en une fois ou à plusieurs reprises, selon les dimensions de la grille et l'épais-

seur de la couche de combustible. Le maximum de chaleur que peut développer le combustible serait obtenu si l'on parvenait à transformer en acide carbonique tout l'oxigène de l'air qui traverse le combustible. Cette condition ne peut pas évidemment être réalisée pour les combustibles qui brûlent avec flamme. Elle pourrait l'être pour les combustibles qui brûlent sans flamme, si on donnait à la surface de la grille une étendue suffisante, et à la couche de combustible une épaisseur convenable; mais il y aurait toujours des filets d'air qui parcourraient de plus longs circuits que les autres, et qui pourraient former de l'oxide de carbone, et la plus légère augmentation d'épaisseur produirait infailliblement cet effet. Or, comme la formation de l'oxide de carbone diminue dans une proportion énorme la quantité de chaleur développée par le combustible, on conçoit qu'il est important de l'éviter, en employant un excès d'air, quand ce dernier n'est pas nuisible. Ainsi, dans les fours à réchauffer où l'on est obligé de dépouiller l'air autant que possible de son oxigène, on doit brûler le combustible d'une manière plus désavantageuse sous le rapport calorifique, que dans les fours à puddler et les fourneaux des chaudières à vapeur, par exemple. On voit bien, par ce qui précède, que c'est à l'expérience à indiquer l'épaisseur que devra avoir la couche de combustible étendue sur la grille. Cette épaisseur est, en Belgique, de 6 à 8 centimètres pour les foyers de chaudières à vapeur, de 15 à 20 cent. pour les fours à puddler, et de 20 à 25 cent. pour les fours à réchauffer.

C'est encore à l'expérience à déterminer la surface de grille exigée pour la combustion, dans un temps donné,

d'une certaine quantité de combustible, car il existe une certaine composition de l'air brûlé qui correspond au plus grand effet utile du combustible, et cette composition n'est atteinte qu'avec une grille bien proportionnée et une épaisseur de combustible convenable. Celle-ci étant supposée constante, si on emploie une grille trop grande, il passera un excès d'air sur le combustible et tout cet air devra être chauffé en pure perte; si on emploie une grille trop petite, il passera moins d'air sur le combustible, la combustion sera languissante et combustible mal utilisé. D'après ce raisonnement, il paraît que, dans un fourneau quelconque, la surface de la grille ne dépend que de la quantité de combustible à brûler par heure, et non des dimensions des autres parties de l'appareil, par exemple, de la section ou de la hauteur de la cheminée; car la vitesse de l'air dans le foyer doit être constante pour une même espèce de fourneaux.

On a reconnu par l'expérience que les foyers les plus avantageux sous le rapport de la chaleur développée par le combustible, sont ceux d'où l'air se dégage seulement à moitié brûlé, et que, pour les foyers de chaudières à vapeur, cette condition est remplie lorsque les grilles ont une surface telle que la quantité de houille brûlée par heure et par décimètre carré soit à peu près de 1k,0 à 1k,2, l'épaisseur du combustible étant environ de 6 à 8 centimètres.

Les dimensions de la grille d'un fourneau ne dépendant que du poids de combustible à brûler, on voit que la présence de la grille a pour effet d'ajouter une certaine résistance presque constante aux résistances provenant du frotte-

ment et des changements de vitesse de l'air dans les tuyaux qu'il parcourt. La détermination de la résistance de la grille par des considérations théoriques est impossible, car on ne connaît pas l'influence du passage de l'air à travers les intervalles des fragments du combustible, celle de l'échauffement subit de l'air par la combustion, et celle des jets de gaz combustibles qui se produisent pour certains combustibles, ou moins pendant un certain temps; d'ailleurs, si ce calcul était possible, il serait sans aucune utilité, parce que l'état d'un foyer change à chaque instant. Ainsi on ne peut avoir une évaluation approximative de la résistance que présentent les foyers que par l'expérience.

Les intervalles des fragments du combustible retardent le mouvement de l'air, parce qu'ils agissent comme des étranglements et que l'air frotte contre leurs parois. Le premier effet est de la forme mv^2, m étant un nombre constant et v la vitesse d'écoulement de l'air à la partie supérieure de la cheminée. Le retard dû au frottement de l'air contre les parois des petits conduits formés par le combustible, est indépendant de v, puisque la quantité d'air qui doit traverser l'unité de surface de la grille est constante dans les fourneaux d'une même espèce. Mais comme v ne varie pas entre des limites très éloignées dans les fourneaux d'une même espèce, il paraît qu'on peut, comme le propose M. Péclet, représenter la résistance totale de la grille par une expression de la forme Rv^2, R étant un nombre à déterminer par l'expérience. Alors, en désignant par D le diamètre du sommet de la cheminée, par L la longueur d'un canal ayant le diamètre D qui produirait la même résistance

que la totalité du circuit, excepté le foyer, on aura évidemment $P = (v^2 : 2g = KL\,v^2 : D + Rv^2$.

Supposons maintenant qu'on calcule la vitesse d'écoulement de l'air à l'extrémité d'une cheminée, en partant de la consommation du combustible, du volume d'air nécessaire à la combustion, et de la composition de la fumée de la température de l'air brûlé dans la cheminée; en mettant cette vitesse à la place de v dans l'équation précédente, on en déduira la valeur de R. M. Péclet a trouvé $2g\,R = 12$, dans les bons fourneaux de chaudières à vapeur. Les données nécessaires nous manquent encore pour appliquer la méthode de M. Péclet aux fourneaux à réverbère.

En conservant les notations établies précédemment, posant $k = 0{,}0025$, et observant que $v^2 = 2g\,PD : (D + 0{,}05\,L + 12\,D)$, on aura $D^5 = m^2\,n^2\,(1 + at)^2\,(13\,D + 0{,}05\,L) : (3600^2 . 2g\,P)$. C'est donc à l'aide de cette formule qu'on pourra déterminer les sections à donner aux cheminées des fourneaux des chaudières à vapeur. Quoique les sections des cheminées déterminées par cette formule soient toujours suffisantes pour produire l'effet demandé, du moins quand la surface de la grille a les dimensions convenables, il est toujours avantageux de donner à la cheminée une plus grande section, sans changer pourtant celle des carneaux. On donne ainsi à la cheminée un excès de puissance que l'on réduit à volonté à l'aide d'un registre.

Perte de chaleur produite par l'ouverture de la porte d'un foyer. Quantité de chaleur qui s'échappe par la cheminée. Lorsque la porte d'un foyer est ouverte, une masse d'air froid s'y précipite et enlève une quantité considérable

de calorique, comme le prouve le calcul suivant fait pour un four à réverbère qui consomme 100 kilog. de houille par heure.

Le minimum d'air nécessaire à la combustion de la houille étant 10^{mc} par kilog., il en faudra pour 100 kilog. 1000^{mc}, et pour la dose réellement consommée 1500^{mc}, qui, multipliés par 1^k,25, poids approximatif de 1^{mc} d'air, portent à 1875 le nombre des kilog. d'air à employer. La capacité de l'air pour le calorique étant à peu près le quart de celle de l'eau, et l'air qui s'échappe par la cheminée étant à 1000° C., la quantité de chaleur emportée par l'air, lorsque la porte du foyer est fermée, est 2875.1000 : 4 = 468750 calories, et la totalité de la chaleur développée étant 100. 7050 = 705000 calories, le rapport entre ces deux quantités sera 0,66.

Si l'on suppose maintenant qu'il est nécessaire, pour introduire le combustible dans le foyer, d'en laisser la porte ouverte pendant 4 minutes toutes les heures, voici quelle serait la perte de chaleur, dans le cas où la porte aurait 0^m,30 en hauteur et en largeur, et la vitesse du tirage de la cheminée étant de 12 mètres.

La surface de la porte étant 0^{mq},09, la quantité d'air passant en une seconde par cette ouverture serait 0,09.12 = 1^{mc},08; en une minute elle serait 64,8^{mc}, et en 4 minutes 259^{mc}; et comme il ne faut, d'après ce qui a été établi ci-dessus, que 1500^{mc} d'air pour alimenter la combustion, on voit qu'il faudrait, si la porte restait ouverte pendant 4 minutes chaque heure, échauffer inutilement une quantité d'air égale aux 17 centièmes de celle qui est nécessaire. Ce cal-

cul peut donner une idée de la perte de chaleur qui se fait par le regard de la porte des fours à puddler et de l'influence que des jours dans le chemenu exercent sur le tirage.

Lorsqu'on ouvre la porte d'un foyer pour introduire le combustible, il ne se fait pas seulement une grande perte de chaleur, parce qu'il se précipite une grande masse d'air froid dans le fourneau et qu'il ne passe presque plus d'air à travers la grille, mais la couche de combustible froid et plus ou moins humide occasionne aussi un abaissement de température. Enfin les pertes de chaleur provenant de l'échauffement du combustible et de l'évaporation de l'eau qu'il contient donnent lieu à une autre perte plus considérable, en éteignant, au moins momentanément, les gaz de la houille qui entraînent beaucoup de parties combustibles tant solides que gazeuses. De là cette fumée noire et épaisse qui se développe chaque fois qu'on met une nouvelle couche de combustible sur la grille. On voit combien il est important que le service de la grille se fasse avec soin.

Quantité de chaleur utilisée dans les foyers. La quantité de chaleur absorbée dans un temps donné par le corps qu'il s'agit de fondre ou de chauffer, dépend de la différence qu'il y a entre la température nécessaire pour produire l'effet voulu, et celle qui est réellement développée par la combustion. Plus cette différence est grande, plus le corps s'échauffe rapidement, et moins on perd de chaleur.

Les calculs suivants indiquent la manière dont on peut déterminer la quantité absolue de chaleur abandonnée dans le foyer.

Considérons la combustion de 1 kilog. de houille qui produit environ 7500 calories. Si cette quantité de chaleur était

employée à chauffer 1 kil. d'air, comme le calorique spécifique de l'air est le quart de celui de l'eau, la température s'élèverait à 30,000°. Il faut au moins 10^{mc} ou 10.1,3 k. = 13 kil. d'air pour brûler 1 kilog. de houille. Par conséquent la température produite n'est que de 30000 : 13 = 2300° environ. Dans les foyers où l'on emploie respectivement 20, 40 et 80^{mc} d'air, au lieu de 10, l'élévation de température due à la combustion de 1 kilog. de houille n'est que de 1153°, 576° et 288°. Si donc l'air de la cheminée devait atteindre environ 300°, on perdrait respectivement 1/8, 1/4, 1/2 ou toute la chaleur développée. On voit qu'il est utile d'employer le moins d'air possible. Mais en limitant trop l'affluence de l'air, on forme de l'oxide de carbone, ce qui occasionne une grande perte dans les foyers ordinaires, et si en autre la houille est grasse, il s'opère une distillation qui peut faire perdre 50 pour 100 de la matière combustible.

X

QUELQUES DONNÉES SUR LES MACHINES A VAPEUR.

Relation entre la tension et la température de la vapeur, lorsqu'elle est en communication continuelle avec la chaudière qui la produit :

$p = 1^k,033\ (0,2847 + 0,007153\ t)^5$; p, pression sur un cent. carré ; t, température en degrés centigrades.

Poids d'un mètre cube de vapeur d'eau ou ***sa densité à une température donnée*** : $d = \frac{0,7827}{1 + 0,00368\ t} p$; d, densité de la vapeur à la température t°; p, pression par cent. carré, correspondante.

Poids d'un volume donné de vapeur d'eau : $q = dv$ kil. ; v, volume donné à la température t et à la pression p.

Volume d'un poids donné de vapeur à une pression et une température données :

$$v = \frac{q}{d} = 1{,}277\,q\,\frac{1 + 0{,}00368\,t}{p}.$$ Mêmes notations

Quantité de chaleur dans un poids donné q de vapeur à la température t : $q\,(550 + t)$ calories. — Une calorie est, comme on sait, la quantité de chaleur nécessaire pour élever de 1° centigrade la température de 1 k. d'eau.

DÉTERMINATION DE LA QUANTITÉ DE COMBUSTIBLE A BRULER.

La quantité de combustible à brûler pour transformer un poids donné q d'eau, à la température t, en vapeur à la température t', en appelant n le nombre d'unités de chaleur que l'on peut utiliser dans un bon foyer par kilogramme de combustible brûlé, est donnée par la formule $q \times (550 + t' - t)$ kil. : n. En effet, puisqu'un kil. d'eau à 100° c. exige 550 calories pour se convertir en vapeur, il faudra $550 + t' - t$ calories pour transformer un kil. d'eau à $t°$ en vapeur à t' degrés, et par suite $q\,(550 + t' - t)$ cal., pour q kil. Si $n = 3000$, la formule précédente deviendra. $q\,(550 + t' - t)$ kil. : 3000.

D'après cela la quantité de vapeur qu'un kil. de houille pourra développer sera : $q = 3000$ kil. : $(550 + t' - t)$.

Dans les machines à condensation l'eau à vaporiser est puisée par la pompe à eau chaude dans le condenseur, et comme par l'effet de la condensation la température de la vapeur est abaissée jusqu'à 40° c., on peut poser $t = 30°$.

En général, on peut admettre que, selon la plus ou moins

bonne construction du foyer et la plus ou moins forte tension de la vapeur qui se forme, 1 kil. de houille peut engendrer de 5 à 10 kil. de vapeur.

On compte en outre que, dans les machines à vapeur de force moyenne du système de Watt bien construites, ainsi que dans les machines à haute pression et à détente, il faut 5 kil. de houille par heure et par cheval-vapeur.

Dans les machines à détente du système de Woolf, il faut, au contraire, par cheval-vapeur et par heure, 2 kil. et demi de houille et 8 à 10 dans les locomotives.

QUANTITE D'EAU NÉCESSAIRE A L'INJECTION.

Le poids q' d'eau à la température t' qu'il faut mêler à un poids donné q de vapeur à la température t, pour que le mélange soit à la température t'', est donné par la formule $q' = q\,(550 + t - t'') : (t'' - t')$.

Lorsqu'on tire l'eau de condensation d'un puits, elle a ordinairement une température d'environ 12° c., et quand le condenseur fonctionne convenablement, elle acquiert une température de 36 à 40°. A cette température la pression de la vapeur est de 5 à 7 cent., ou d'un douzième d'atmosphère à peu près.

Comme d'ailleurs, dans les machines à basse pression, la vapeur a ordinairement une température de 105° c., il faudra pour condenser un kil. de vapeur (550 + 105 — 40) : (40 — 12) = 22 kil. d'eau froide à peu près. Ainsi les machines de Watt ont besoin par minute et par cheval-vapeur d'environ 11 kil., et celles de Woolf seulement de 7 livres et un tiers d'eau de condensation.

OBSERVATION. Connaissant le poids et la température de l'eau chauffée par la condensation de la vapeur, on peut calculer assez exactement la quantité de vapeur consommée. Ainsi, si par minute 800 litres ou kil. d'eau sont chauffés à 40°, il en résultera, dans le même temps, une condensation de 800 : 22 = 36 1/3 kil. de vapeur à basse pression.

Quantité de vapeur nécessaire pour élever un volume d'eau donné à une température donnée. — Le poids de vapeur q à la température t, qu'il faut condenser dans un poids q' d'eau à la température t', pour que le mélange soit à une température donnée t'', est donné par la formule $q = q' \, (t'' - t') \text{ kil.} : (550 + t - t'')$.

EXEMPLE. Quel est le poids de vapeur à 130°, qu'il faut condenser dans une cuve de teinture, contenant deux mètres cubes ou 2000 kilogr. d'eau à 12°, pour que le mélange soit à 55° ?

La formule précédente donne $q = 2000 \, (55 - 12) : (550 + 130 - 12) = 129$ kil. environ.

PROPORTIONS DES FOURNEAUX, GRILLES, CHAUDIÈRES, ETC.

1) *Dimensions du foyer.*

La capacité du foyer dépend entièrement de la quantité et de la nature du combustible qu'on y veut brûler. Ainsi, comme le bois ne développe à beaucoup près pas autant de chaleur qu'un même volume de houille, un foyer à bois, pour produire autant de chaleur qu'un foyer à houille, devra être beaucoup plus grand que celui-ci. Si la capa-

cité d'un foyer à houille = 1, on donne ordinairement au foyer de même puissance destiné à brûler du bois de hêtre, une capacité = 4 1/3, et une capacité égale à 6 ou de 2 à 2 1/2, selon qu'on y veut brûler de la tourbe ou du bois de sapin, ou bien du charbon de bois ou du coke.

Il résulte d'un grand nombre d'expériences qu'un foyer capable de brûler par heure 100 kil. de houille doit avoir une capacité de 400 à 500 décimètres cubes.

Par conséquent, un foyer à bois de même puissance devrait avoir une capacité de 4 1/3 × 450 = 1^{mc},950.

Pour la combustion d'une autre quantité de combustible, cette capacité croît ou décroît exactement en raison directe.

Exemple. Quelle doit être la capacité d'un foyer capable de brûler par seconde 132 kil. de charbon de bois ?

132 kil. de charbon de bois développent autant de chaleur que 180 kil. de houille. La combustion de 180 kil. de houille exige un foyer de 450 × 180 : 100 = 816 décim. cub. ; celle de 132 kil. de charbon de bois exigera donc un foyer de 1^{mc}, 62 environ.

2) *Dimensions de la grille.*

D'après Péclet, la surface totale de la grille doit contenir autant de fois 12 décim. carr. qu'on veut brûler par heure de fois 10 kil. de houille. Par conséquent S étant la surface de la grille et P le poids du combustible à brûler par heure, on aura : S = 12 P : 10, pour le nombre de décim. carr. contenus dans S*.

D'après Clément, une grille capable de brûler par heure 20 kil. de houille doit avoir une surface de 5 pieds carrés ou de 0,50 mèt. carr., ce qui fait à peu près le double du résultat auquel conduit la règle de Péclet.

La surface libre S' entre les barreaux de grille doit être au moins 1/4 de l'aire totale S de la grille, ce qui donne S' = 3 P décim. carr. : 10.

L'intervalle entre deux barreaux successifs aura donc le 1/3 de la largeur d'un barreau. Pour brûler de la houille grasse il est avantageux qu'on donne à S' le tiers de la surface totale de la grille, et par conséquent à l'intervalle entre deux barreaux consécutifs la moitié de la largeur d'un barreau.

Comme le bois exige, pour brûler, deux fois moins d'air que la houille, et qu'en outre celle-ci s'attache aux barreaux de grille et diminue ainsi la surface libre entre les barreaux, les grilles à bois ne doivent avoir que le 1/5 ou le 1/4, et celles à charbon de bois que la moitié de la surface qu'il faudrait donner aux grilles à houille.

La couche de houille répandue sur la grille doit avoir au moins $0^m,06$ et au plus $0^m,12$ d'épaisseur.

Le charbon de bois peut être étendu sur la grille en couche de 4 décim. et le coke en couche de 2 1/2 décimètre d'épaisseur.

La largeur des barreaux de grille varie selon la longueur de ceux-ci; elle varie pour les plus longs entre 3 1/2 et 5^{cm}, et pour les plus courts elle n'est que de 2^{cm}.

3) *Hauteur de la chaudière au-dessus de la grille.*

Cette hauteur a une grande influence sur l'effet produit par le combustible. Elle doit toujours être suffisante pour que la flamme puisse se développer convenablement, et doit

par conséquent varier avec la nature du combustible et le but qu'on se propose.

Lorsqu'il s'agit de fourneaux de vaporisation, elle doit être :

Pour les foyers à houille de		30 — 40cm
»	à bois de	70 — 80
»	à charbon de bois de	60 — 70
»	à coke	50cm

Pour diminuer la perte de chaleur qui résulte de l'ouverture de la porte du foyer lorsqu'on alimente ou attise le feu, cette porte doit être aussi petite que faire se peut. Les distributeurs mécaniques dispensent d'ouvrir la porte du foyer, mais ils présentent généralement des défauts qui font renoncer à leur emploi.

Le cendrier ne doit pas être trop petit, et son ouverture doit avoir au moins la moitié de la surface totale de la grille. Celle-ci se trouve ordinairement à 80cm au-dessus du fond du cendrier.

4) *Chaudière.*

Dans les machines à basse pression la chaudière est généralement en tôle forte, à forme plus ou moins cylindrique et à parois latérales concaves. Les chaudières de Woolf pour machines à haute pression sont au contraire parfaitement cylindriques, en fonte ou en tôle et généralement munies de deux ou de plusieurs cylindres plus petits, nommés bouilleurs, qui peuvent facilement être remplacés lorsqu'ils sont usés. Ces bouilleurs ont en outre l'avantage de préserver la chaudière de l'action trop vive du foyer, et celui d'augmenter considérablement la surface de chauffe

Les carneaux dans lesquels la fumée circule autour de la chaudière ne doivent jamais s'élever au-dessus du niveau de l'eau dans celle-ci. Les dimensions de la chaudière se règlent d'après la quantité de vapeur dont on a besoin. Nous ne saurions donner ici de règles précises à cet égard; néanmoins les suivantes peuvent être recommandées.

On remplit ordinairement la chaudière d'eau jusqu'aux 2/3 de sa hauteur. La partie restante, qui sert pour loger la vapeur, doit avoir une capacité suffisante, pour que la quantité de vapeur qui sort à chaque coup de piston, n'occasionne pas une trop forte diminution de tension. C'est pour cette raison qu'on donne ordinairement à cette partie un volume égal à 10 ou 12 fois celui du cylindre à vapeur. Il résulte des expériences de Péclet qu'un mètre carré de surface de chauffe peut produire par heure de 20 à 30 kilogrammes de vapeur. En outre, on compte ordinairement 8 à 10 pieds carrés par cheval-vapeur.

Ces données permettent aisément de calculer les dimensions d'une chaudière à vapeur*.

Du reste les dimensions de la surface de chauffe dépendent encore de la conductibilité du métal dont la chaudière est faite. C'est ainsi que les chaudières de fonte, par exemple, qui sont beaucoup plus épaisses, exigent une surface de chauffe plus grande que les chaudières en tôle.

Exemple. Quelles doivent être les dimensions d'une chaudière à deux bouilleurs, capable de produire 250 kil. de

* Dans les machines de Watt on ne donne pas une aussi grande surface de chauffe, on n'emploie que 25 mèt. carr. pour vaporiser 1 mètre cube ou 1000 kil. d'eau par heure.

Digitized by Google

vapeur par heure (la surface de chauffe est la même, quelles que soient la tension et la température de la vapeur à produire)?

Solution. Admettons qu'un mètre carré de surface de chauffe produise 25 kil. de vapeur par heure; il faudra donc 250 : 25 = 10 mètres carrés de surface de chauffe pour vaporiser les 250 kil. de vapeur.

Soient maintenant L la longueur de la chaudière, L' celle des bouilleurs, D le diamètre de la chaudière et D' celui des bouilleurs. Si toute la surface des bouilleurs et la moitié de celle de la chaudière sont exposées à l'action de la chaleur, la surface de chauffe sera $= 1/2\ \pi DL + 2\ \pi D'L' =$ 10 mèt. carrés. On prend ordinairement $L = 4\ D$, $L' = 5L : 4 = 5\ D$, et $D' = 2\ D : 5$. Par conséquent nous aurons $6\ \pi\ D^2 = 10$ mèt. carr. et $D = \sqrt{10 : 6\ \pi} = 0^m,73$, $L = 4 \times 0,73 = 2^m92$, $L' = 5 \times 0^m,73 = 3^m,65$, et $D' = 2 \times 0^m,73 : 5 = 0^m,29$.

Par cheval-vapeur et par minute il faut produire environ 25 — 30 pieds cubes de vapeur à une atmosphère; 14 pieds carrés de surface de chauffe (en ne tenant pas compte des surfaces des deux bases) produisent cette quantité de vapeur par minute, si le tirage est bon et le chauffage convenable, ni trop fort, ni trop faible, comme cela a lieu ordinairement; ainsi par heure ces 14 pieds carrés donnent 1500 — 1800 pieds cubes de vapeur ou bien vaporisent par heure 1 pied cube d'eau. D'après cela on a besoin par heure et par cheval-vapeur d'un pied cube d'eau ou d'une livre environ d'eau par minute.

Si par heure 14 pieds carrés de surface de chauffe vaporisent environ un pied cube d'eau = 62 1/2 liv., 1 pied carré produira 4 1/2 livres de vapeur. Christian dit seulement 2 3/4 livres, Clément et Watt, au contraire, comptent 6 — 7 livres. Une bonne conduite du feu et une enveloppe conduisant mal la chaleur peuvent évidemment augmenter la quantité de vapeur produite.

5) *Épaisseurs à donner aux chaudières en tôle ou en cuivre.*

D'après une ordonnance française du 25 mai 1828, les épaisseurs à donner aux chaudières en tôle ou en cuivre (le cuivre n'est pas aussi résistant que le fer, mais en revanche il s'altère moins facilement au feu) qui sont aujourd'hui le plus généralement employées, sont déterminées par la formule pratique suivante : $e = 0{,}018\ d\ (n - 1) + 3$ millim., dans laquelle e représente l'épaisseur du métal en millimètres, d le diamètre intérieur exprimé en centimètres, n le nombre d'atmosphères qui indique la plus forte pression de la vapeur que la machine doit supporter.

Les résultats consignés dans le tableau suivant ont été calculés au moyen de cette formule :

TABLE DES ÉPAISSEURS A DONNER AUX CHAUDIÈRES EN TÔLE, POUR LES MACHINES A VAPEUR.

DIAMÈTRE des chaudières.	POUR UNE PRESSION DE						
	2 atm.	3 atm.	4 atm	5 atm	6 atm	7 atm	8 atm
cent m.	mill	mill	mill	mill	mill	mill	mill
50	3,90	4,80	5,70	6,60	7,50	8,40	9,50
55	3,99	4,98	5,97	6,96	7,95	8,94	9,95
60	4,08	5,16	6,24	7,32	8,40	9,48	10,56
65	4,17	5,34	6,51	7,68	8,85	10,02	11,19
70	4,26	5,52	6,78	8,04	9,30	10,56	11,82
75	4,35	5,70	7,05	8,40	9,75	11,10	12,45
80	4,44	5,88	7,32	8,76	10,20	11,64	13,08
85	4,53	6,06	7,59	9,12	10,65	12,18	13,71
90	4,62	6,24	7,86	9,48	11,10	12,72	14,34
95	4,71	6,42	8,13	9,84	11,55	13,26	14,97
100	4,80	6,60	8,40	10,20	12,00	13,80	15,60

D'après la même ordonnance les chaudières et les bouilleurs en tôle de fer ou de cuivre doivent être essayés sous une pression de $3\ (n - 1)$ atmosphères, et les chaudières en fonte sous une pression de $5\ (n - 1)$ atm.

La formule suivante indique le poids en kilogrammes dont il faut charger directement la soupape de sûreté dans l'essai d'une chaudière : $P = 811\ d^2 n : 1000$. Dans cette formule d représente le diamètre de la soupape en centimètres et n le nombre d'atmosphères auquel la chaudière devra résister durant l'essai.

Google

On fait ordinairement l'essai en se servant d'un levier dont le bras supportant le poids est dix fois plus long que celui qui agit sur la soupape. Le poids qu'il faut alors suspendre au levier doit être dix fois moindre que celui donné par la formule précédente.

Ordinairement on n'emploie pas de tôles de plus de 6 lignes ou 14^{mm} d'épaisseur, ni de moins de 2 lignes ou 4^{mm} et demi. Pour une pression trop grande, on préfère donner à la chaudière un diamètre moindre auquel correspond une épaisseur comprise entre ces deux limites.

DIMENSIONS ET POIDS APPROXIMATIFS DE CHAUDIÈRES DE DIFFÉRENTES FORCES EXPRIMÉS EN CENTIMÈTRES ET EN KILOGRAMMES.

Force en chevaux.	Longueur de la chaudière.	Diamètre		Nombre de bouilleurs.	Poids pour			
		de la chaudière	des bouilleurs.		2 atm	3 atm.	4 atm.	5 atm.
1	240	60	—	—	200	260	295	325
2	270	66	—	—	350	400	450	500
4	300	69	27	2	575	660	740	825
6	360	75	33	2	900	1060	1195	1325
8	420	78	36	2	1340	1530	1725	1915
10	450	84	36	2	1750	2000	2250	2500
12	480	90	36	2	2100	2400	2700	3000
16	540	99	39	2	2450	2800	3150	3500
20	570	105	39	2	2915	3430	3850	4165
25	630	111	39	3	3100	3550	4000	4445
30	690	117	45	3	3500	4000	4500	5085
35	750	123	45	3	4235	4850	5500	6060
40	810	129	48	3	5000	5700	6450	7165
45	900	135	48	3	6000	6800	7540	8335
50	1050	141	54	3	6900	7700	8600	9445

Digitized by Google

6) *Diamètre de la soupape de sûreté.*

La soupape doit avoir un diamètre assez grand pour livrer passage à toute la vapeur qui peut se former pendant le temps qu'elle est soulevée par ce fluide.

Tredgold indique la formule suivante pour les chaudières chauffées avec de la houille : $a = q : 44\,n\sqrt{(n-1)}$, dans laquelle *a* représente la surface de l'ouverture en ctm., *q* le nombre de litres vaporisés par heure et *n* la nombre d'atmosphères.

EXEMPLE. Quelle doit être la surface d'une soupape de sûreté, si 100 kil. d'eau sont transformés, par heure, en vapeur à 4 atmosphères ?

SOLUTION. $a = 100 : 44 \times 4.\sqrt{(4-1)} = 32{,}7$ ctm., surface qui corrspond à un diametre de 6mm,6. Ce diamètre est le plus petit qu'on puisse donner à la soupape. Il est avantageux d'en employer un plus grand.

CALCUL DES DIMENSIONS DE QUELQUES PARTIES PRINCIPALES DES MACHINES A VAPEUR.

Tuyau à vapeur. D'après Watt et Boulton, le diamètre du tuyau qui conduit la vapeur de la chaudière aux boîtes de distribution doit être 1/5 de celui du cylindre à vapeur; l'aire de sa section transversale est ainsi égale à 1/25 de celle du piston, ce qui équivaut à 6 ctm. carr. par cheval-vapeur. Du reste, plus la vitesse du piston à vapeur est grande, plus doit être grande la section du tuyau à vapeur, ainsi que l'ouverture par laquelle la vapeur pénètre dans le cylindre.

Google

Vitesse du piston. L'espace parcouru par le piston dans l'unité de temps exprime la vitesse avec laquelle la charge est mue, et s'obtient en multipliant le nombre de courses doubles fournies par le piston dans cette unité de temps, par le double de la course du piston. Cette vitesse est ordinairement de 1^m par seconde. Selon Tredgold, la vitesse par seconde la plus avantageuse est égale à 11/10 de la racine carree de la course du piston (tout étant exprimé en mètres). Par conséquent si la course du piston $= 2^m$, la vitesse par seconde $= 11 \sqrt{2} : 10 = 1^m,55$.

Rapport entre le diamètre du cylindre à vapeur et la longueur de la course du piston. D'après Watt et Boulton, ce rapport doit être égal à 1 : 2,7, et d'après Maudsley, à 1 : 2.

Pompe à air. Comme le piston de ces pompes n'épuise qu'en s'élevant, elles ont, dans les machines du Watt, une capacité égale au quart de celle du cylindre à vapeur. Comme d'ailleurs la course de ce piston n'est que la moitié de celle du piston à vapeur, puisque sa tige est suspendue au milieu du balancier, il faut que la section du cylindre de la pompe à air soit la moitié de celle du cylindre à vapeur.

Ainsi, si le diamètre du cylindre à vapeur = 26 pouces, celui du cylindre de la pompe à air devra être $= \sqrt{26^2 : 2}$ $\sqrt{338}$ 18,4 pouces.

Dans les machines où la tige de la pompe à air est activée par une excentrique, on préfère, au contraire, donner moins de course au piston et un plus grand diamètre au

cylindre de la pompe. Lorsque la pompe à air a la capacité indiquée plus haut, elle absorbe à peu près 1/15 de toute la force de la machine.

Le volume du condenseur doit être au moins égal à celui de la pompe à air.

L'aire du passage de la soupape dormante doit être 1/4 de celle de la pompe à air, ou 1/8 de celle du piston à vapeur.

Pompe à eau froide. Elle doit fournir la quantité d'eau froide nécessaire pour condenser la vapeur épuisée du cylindre à vapeur par la pompe à air, et l'eau du condenseur ne doit pas avoir une température trop élevée.

Une condensation complète exige une très-grande quantité d'eau et, pour cette raison, n'est pas souvent avantageuse. Là où l'eau manque ou bien il faut la tirer d'une grande profondeur, on emploiera, par conséquent, avec succès les machines à haute pression et sans condensation, ou l'on prendra les dispositions nécessaires pour utiliser l'eau chaude du condenseur.

Dans les machines de Watt, le volume engendré par le piston de la pompe à eau froide doit être 1/24 à 1/18 de celui du cylindre à vapeur. Dans certains cas on fera même bien d'augmenter ce rapport.

Pompe d'alimentation. Les dimensions de cette pompe, qui alimente d'eau la chaudière, se déduisent aisément de la quantité de vapeur que la machine consomme. Comme ces pompes sont rarement sans défaut, il est bon de leur donner des dimensions un peu plus grandes que celles qui résultent du calcul.

Manivelle, bielle et balancier. La course du piston étant représentée par l'unité, la longueur de la manivelle sera $= 1/2$, celle du balancier 3 à 4 fois et celle de la bielle 2 1/2 à 3 fois cette course du piston.

EFFET UTILE DES MACHINES A VAPEUR FIXES.

Machines à basse pression du système de Watt. La force en chevaux d'une machine à basse pression du système de Watt est donnée par la formule $Kn \times 2{,}222\, pv\, [\, 1 - (p' : p)\,]$, dans laquelle p est la pression de la vapeur, dans la chaudière, sur un centimètre carré,

v le volume engendré par le piston dans une course simple, en mètres cubes,

p' la tension de la vapeur dans le condenseur (elle se déduit ordinairement de la température de l'eau dans le condenseur),

n le nombre de courses simples du piston en 1',

K un coefficient constant dont la valeur, que l'on trouvera dans le tableau suivant, dépend de la force de la machine, de la perfection de son exécution et de l'état d'entretien où elle est maintenue.

FORCE DES MACHINES en chevaux.	VALEUR DU COEFFICIENT K pour des machines	
	en très-bon état d'entretien	en état ordinaire d'entretien
4 à 8	0,50	0,42
10 à 20	0,56	0,47
30 à 50	0,60	0,54
60 à 100	0,65	0,60

Quantité de travail en 1 *seconde due à la combustion d'un kil. de houille* (même système) : $100000\ K\left(1 - \frac{p^{\prime}}{p}\right)$ km.

Mêmes notations et valeurs de K.

Force en chevaux des machines à détente et à condensation. Pour des machines à détente et à condensation, quelle que soit la manière dont se fait la détente, que la machine ait un, deux ou trois cylindres, la force en chevaux sera donnée par la formule $Kn \times 2{,}222\,pv\left(1 + 2{,}303 \log \frac{p}{p^{\prime}} - \frac{p^{\prime}}{p^{\prime}}\right)$, dans laquelle

n est le nombre de courses simples du piston en 1',

p la pression de la vapeur dans la chaudière,

$p^{\prime}$ la prassion de la vapeur après la détente,

Google

p' la pression dans le condenseur, correspondante à sa température,

v le volume engendré par le piston, sur lequel afflue la vapeur de la chaudière, pendant son admission,

K un coefficient constant qui dépend de la force de la machine, de son état d'entretien, et qui, d'après les résultats d'expériences que l'on possède sur cette matière, est donné par le tableau suivant :

FORCE DES MACHINES en chevaux de 75 km.	VALEUR DU COEFFICIENT K pour des machines		OBSERVATIONS.
	en très-bon état d'entretien	en état ordinaire d'entretien.	
4 à 8	0,33	0,30	Expériences faites à Donat*, en 1828
10 à 20	0,42	0,33	Expériences de M. de Prony**.
20 à 40	0,50	0,42	
60 à 100	0,60	0,53	Rapport des mines de Cornouailles.

On peut, dans les applications, éviter l'emploi des tables de logarithmes, et se borner à une approximation qui suffira presque toujours dans la pratique, en prenant

$$2{,}303 \log \frac{p}{p_1} = \frac{1}{6}\left[\frac{p}{p_1} + \frac{8(p-p_1)}{p+p_1} - \frac{p_1}{p}\right].$$

Quantité de travail en **1** *seconde due à la combustion de*

* *Mémorial de l'artillerie*, troisième numéro.

** *Journal des mines*, douzième volume.

1 kil. de houille dans les machines à détente et à condensation : $100000 K\left(1 + 2,303 \log \frac{p}{p'} - \frac{p'}{p_1}\right)$ km. Mêmes notations et valeurs de K.

Dans l'application des formules précédentes la vapeur doit arriver en plein sur le piston. S'assurer d'ailleurs qu'il n'y a pas de fuites considérables par les garnitures.

Force en chevaux des machines à haute pression avec détente sans condensation : $Kn \cdot 2,222 pv \left(1 + 2,303 \log \frac{p}{p_1} - \frac{1^k,033}{p_1}\right)$. Mêmes notations.

Pour des machines en très bon état, K = 0,40; en état ordinaire, K = 0,35.

Quantité de travail en 1 seconde due à la combustion de 1 kil. de houille dans ces machines : $100000 K \left(1 - 2,303 \log - \frac{1,033}{p_1}\right)$ km. Mêmes notations et valeurs de K.

Force en chevaux des machines à vapeur fixes, à haute pression, sans détente ni condensation : $Kn \cdot 2,222 pv \left(1 - \frac{1,033}{p}\right)$.

Mêmes notations, valeurs de K ci-après :

	En très-bon état.	En état ordinaire.
Machines au-dessous de 10 chevaux	0,30	0,40
» de 10 à 20 »	0,35	0,44
» de 20 à 30 »	0,60	0,48
» de 30 à 40 »	0,65	0,52
» de 40 »	0,70	0,56

Quantité de travail en 1 seconde due à la combustion d'un kil. de charbon (même système) : $100000\,K\left(1-\frac{1,033}{p}\right)$ km.

Mêmes notations et valeurs de K.

DES LOCOMOTIVES.

Dans les machines locomotives dont le piston transmet directement le mouvement aux roues, sans l'intermédiaire d'un balancier, d'un parallélogramme et d'un volant, et qui sont ordinairement très-bien exécutées et très-bien entretenues, l'emploi de la vapeur à haute pression sans condensation est plus avantageux que dans les précédentes, lorsqu'elles ne marchent pas très-vite et qu'elles sont très-chargées.

Pour calculer l'effet d'une locomotive on opérera comme dans l'exemple suivant. Mais avant de l'exposer, remarquons : 1° que si *p* est la pression effective de la vapeur (après avoir soustrait la pression atmosphérique) par pouce ou par centimètre carré, *d* le diamètre des pistons à vapeur, *l* la course de chaque piston, *n* le nombre de coups doubles par seconde, l'effet théorique de la locomotive $= 4 \times 0,7854\, d^2 \times l \times n \times p$.

2° Si D est le diamètre des grandes roues sur lesquelles les manivelles agissent directement, la vitesse de la locomotive sera par seconde $= 3,14 \times D \times n$.

3° L'effet ou la force d'une locomotive dépend principalement de la quantité de vapeur que la chaudière peut produire.

D'après de Pambour, 1 mètre carré de surface exposé directement à la flamme produit 0,122 mèt. cube ou 122 kil. de vapeur par heure, et par conséquent 2k, 033 de vapeur par minute. Mais comme généralement toute la vapeur formée ne parvient pas dans les cylindres à vapeur, puisqu'il s'en échappe toujours une partie par la soupape de sûreté, on peut admettre en pratique qu'il ne se forme qu'environ 92 kilog. de vapeur par heure et par mètre carré.

D'un autre côté Stephenson indique que la surface de chauffe des tubes de circulation à travers lesquels la fumée passe, ne produisent qu'un tiers de la quantité de vapeur développée par une surface égale exposée à l'action directe du feu. Il faut donc, dans le calcul de la quantité de vapeur produite, réduire la surface totale des tubes à un tiers.

4° D'après de Pambour, le frottement d'une locomotive pesant environ 8000 kil. y compris le poids de l'eau de la chaudière et celui du coke du foyer, sur un chemin de fer horizontal = 50 kil. (ainsi à 6 1/4 kil. par tonne), et la résistance opposée par la machine chargée = 4k,09 par 1000 k. de charge; ainsi la résistance totale qui s'exerce contre les roues sera exprimée par la formule $50^k + 4^k{,}09 \times P$, dans laquelle P représente le nombre de tonnes de la charge, et la résistance qu'ont à vaincre les deux pistons sera par conséquent $= (50^k + 4^k{,}09 \times P) \times \frac{3{,}14\,D}{2\,l}$, si D est le diamètre des roues et l la longueur de la course des pistons.

5° Calcul de la force de traction nécessaire sur un plan incliné.

Abstraction faite du frottement à vaincre, la force nécessaire pour élever une charge quelconque sur un plan incliné est la même, que ce plan incliné se trouve sur un chemin de fer ou sur une route quelconque, et elle est, d'après la page 24, à la charge comme la longueur du plan incliné est à sa hauteur. Par exemple, sur un chemin de fer incliné à 1/500, il faut par 100 tonnes $\frac{100000}{500} = 200$ kil., et pour une locomotive d'environ 10 tonnes, cette force s'élèverait à $\frac{110000}{500} = 220$.

Mais d'après (4), la résistance due au frottement, ou la force nécessaire pour traîner 200 tonnes sur un plan horizontal, est de $50^k + 4{,}09 \times 100 = 459$ kil., et cette force est à celle qui est nécessaire pour traîner la même charge sur un chemin de fer incliné à 1/500 comme 459 kil. : 459 + 220 = 679, ou comme 100 kil. : 148 kil.

Ainsi la force de traction sur ce plan incliné est de 48 % plus grande que sur un chemin de fer horizontal. On trouverait de la même manière qu'il faudrait la force suivante pour élever 100 tonnes sur des chemins inclinés :

Inclinaison de 1 à	Force.
10000	102,4 tonnes.
8000	103
6000	104
4000	106
2000	112
1000	124
900	127

Inclinaison de 1 à	Force.
800	130
700	134,2
600	140
500	148
400	160
300	181
200	220
150	260
100	340
80	400

Sur un chemin de fer incliné à 1/300 il faut par conséquent à peu près le double, et sur un chemin de fer incliné à 1/80 le quadruple de la force exigée sur un chemin horizontal. Il s'ensuit évidemment qu'il faut diminuer autant que possible la pente des chemins de fer*.

Comme le frottement sur une bonne route ordinaire s'élève à 1/20 à peu près, et que par conséquent pour traîner une charge de 100 tonnes il faut 5000 kil., le rapport de la force nécessaire sur une route horizontale à celle exigée sur une route inclinée à 1/200 est comme 5000k : 5000 + $\frac{100000}{200}$ = 5500 kil. ou comme 10 : 11. Il suit de là que, pour monter une côte, une locomotive marchant sur une route ordinaire ne doit pas à beaucoup près augmenter sa force autant que cela est nécessaire dans le cas d'un chemin de fer.

* Sur le chemin de fer de Liverpool à Manchester les plus grandes pentes sont de 1/89 et de 1/96, et sur les hauteurs se trouvent des machines à vapeur fixes pour venir en aide lorsque les locomotives sont très-chargées.

Google

EXEMPLE. Calcul de la locomotive « la Jackson » construite par Fenton, Murray et Jackson, à Leeds, pour le chemin de fer de Paris à St.Germain.

Diamètre des pistons 28,2 centim. Surface totale des deux pistons $1 \times 0{,}7854 \times (28{,}2)^2 = 1249{,}16$ centim. carrés. Si la vapeur produite est à 3 atm., la pression sur la surface des deux pistons sera, après soustraction de la pression de l'air atmosphérique, = 2,066 kil. par centimètre carré, et par conséquent $= 1249{,}16 \times 2{,}066 = 2580^k{,}64$ sur la surface totale.

La course des pistons est de 0,41 mètres. Si la vitesse des grandes roues est de 100 tours ou que les pistons fassent autant de courses doubles, leur vitesse sera par seconde de $1^m{,}367$, et l'effet théorique de la machine $= 2580^k{,}64 \times 1^m{,}367 = 3527$ k. $\times$ m. = 47 chevaux.

Les surfaces exposées à l'action directe du feu sont de 3,628 mètres carrés, et la surface totale des 82 tubes dont la longueur est de $2^m{,}1$ et le diametre intérieur de $0^m{,}044$, de $82 \times 2^m{,}1 \times 0{,}044 \times 3{,}14 = 20{,}582$ m. carr. Par conséquent la surface de chauffe totale à faire entrer en ligne de compte est de $3{,}628 + \frac{20{,}582}{3} = 10{,}49$ mètres carrés, conformément à ce que nous avons vu à l'observation 3. La quantité d'eau que cette chaudiere pourra vaporiser par minute sera donc de $10{,}49 \times 2^k{,}033 = 21^k{,}33$.

La vapeur à 4 atmosphères pèse $2^k{,}092$ par mètre cube ou $0^k{,}002092$ par litre.

Comme la capacité des deux cylindres = 1249,16 centim.

carr. $\times 0^m,41 = 51,22$ litres, le poids de la vapeur consommée à chaque révolution des roues $= 2 \times 51,22 \times 0^k,002092 = 0^k,2143$, et, par conséquent, la locomotive sera capable de faire faire $\frac{21^k,33}{0,2143} = 99,39$ révolutions aux roues. Le diamètre extérieur des grandes roues $= 1^m,33$, de sorte que la vitesse de la locomotive sera $= \frac{1,33 \times 3,14 \times 99,39}{60} = 7^m,964$ par seconde $= 28,672$ kilomètres par heure.

On trouve de la même manière que si l'on emploie de la vapeur à 5 atm., la locomotive aura une vitesse de 23,39 kilom., à 3 atm. une vitesse de 37 kilom., et à 2 1/2 atm. une vitesse de 45 kilom.; par conséquent, plus la tension de la vapeur employée est grande, moins la vitesse sera grande à surface de chauffe égale.

La résistance totale qui doit être vaincue par les deux pistons est, d'après (4), $= (30^k + 4^k,09 \times P) \times \frac{3,14 \times 1^m,33}{2 \times 0^m,41} = 23,974 \times P + 295^k,2$.

Comme la vapeur à 3 atmosphères exerce une pression de $2580^k,64$ sur les deux pistons, et qu'il faut retrancher de cette pression 1/5 à cause du frottement des différentes parties de la machine, nous aurons $2064^k,5 = 23,974 \times P + 295^k,2$, et par suite la plus grande charge que la locomotive puisse traîner à cette pression sur un chemin de fer bien horizontal $= P = 76000$ kil. ou 76 tonnes.

C'est en suivant cette marche qu'on a pu dresser le tableau suivant :

Pression en atmosphères.	Poids d'un mèt. cube de vapeur.	Plus grande charge en tonnes.	Plus grande vitesse par seconde
2,5	1,36	54	12m,35
3	1,61	76	10,34
3,5	1,82	98	9,00
4	2,09	119	7,96
4,5	2,29	142	7,27
5	2,56	162	6,50

Comme pour une pression de 2 1/2 atm. la vitesse est à peine double et la charge seulement 1/3 de ce qu'elles seraient pour une pression de 5 atm., on voit que l'effet utile d'une locomotive est le plus grand lorsqu'elle est fortement chargée et qu'elle marche à faible vitesse, et que dans ce cas il faut employer de la vapeur à haute pression.

Le tender qui se trouve derrière la locomotive doit contenir au moins autant d'eau et de charbon qu'il en faut de chaque station aux deux suivantes où l'on peut de nouveau se pourvoir de ces matériaux. Ainsi pour un voyage d'une heure, la Jackson, qui consomme par minute 25 kil. d'eau, a besoin de 25 × 60 = 1500 kil. = 1 1/2 mètre cube d'eau; 1 kil. de coke vaporisant 25 kil. d'eau, il faut donc 5 kil. de coke par minute, et pour le voyage en question 300 kil.

DIMENSIONS DE QUELQUES LOCOMOTIVES *.

	Cylindre à vapeur.		Diamètre des roues en mètres.	Surface de chauffe en mètres carrés.			Poids en tonnes.
	Diamet	Course des pistons.		Grille	Tubes	Total réduit.	
	en cent.	en cent.					
Atlas......	30,5	40,6	1,525	5,301	20,24	12,037	21,58
Furse	27,9	40,6	1,524	3,046	28,557	12,575	8,33
Vesta	28,3	40,6	1,525	4,273	23,789	12,202	8,83
Leeds......	27,9	40,6	1,525	3,814	28,557	12,783	7,18
Vulcain	27,9	40,6	1,525	3,202	28,557	12,724	8,47
Firefly	27,9	44,7	1,525	4,078	33,685	15,306	8,88
Jackson......	28,2	41,0	1,530	3,698	20,582	10,480	—
Victorieuse .	38,0	45,0	1,380	5,810	43,065	19,565	22,0

COMPARAISON DES EFFETS UTILES DES DIVERSES MACHINES A VAPEUR AVEC DE BONS FOURNEAUX DONNANT ENVIRON 6 A 7 KIL. DE VAPEUR PAR KIL. DE HOUILLE BRULÉE.

Machines.	En très-bon état.	En état ordinaire.	Charb. brûlé par force de ch. et par heure.
A basse pression, système de Watt, sans détente et avec condensation............	kil. 54000	kil. 45000	kil. 5 à 6
A haute pression, avec détente et condensation....	198000	90000	2,5 à 4
A haute pression, avec détente et sans condensation.	95000	55000	4 à 5
A haute pression, sans détente ni condensation et fixes................	27000	21480	8 à 10

* Les six premières vont de Manchester à Liverpool, et les deux der

Digitized by Google

Choix à faire d'un système de machine à vapeur. Dans les établissements où le combustible n'est pas cher, on préfère les machines à basse pression. Quand le combustible est cher et qu'on peut maintenir les machines en bon état d'entretien, on emploie les machines à détente et à condensation, surtout celles de nouvelle construction à un cylindre. Pour les bateaux à vapeur sur mer, si l'on a de bons ouvriers, on donne la préférence aux machines à haute pression, avec détente et condensation. Pour les locomotives, on choisit les machines à haute pression, avec ou sans détente et sans condensation, comme offrant moins de poids et de volume.

nières parcourent la ligne de Paris à Saint-Germain, La Victorieuse, construite par Robert Stephenson et compagnie à Newcastle, est une des plus fortes qu'on eût exécutées jusqu'alors.

RÉSULTATS D'OBSERVATIONS SUR LA QUANTITÉ DE TRAVAIL QUE PEUVENT FOURNIR L'HOMME ET LES ANIMAUX.

NATURE DU TRAVAIL.	Poids élevé ou effort moyen ex	Vitesse ou chemin par seconde	Travail par seconde	Durée du travail journalier	Quantité de travail journalier
	kil.	m	km	h.	km.
ÉLÉVATION VERTICALE DES POIDS.					
Un homme montant une rampe douce ou un escalier sans fardeau, son travail consistant dans l'élévation du poids de son corps . .	65	0.15	9.75	8	280800
Un manœuvre élevant des poids avec une corde et une poulie, ce qui l'oblige à faire descendre la corde à vide .	18	0.20	3.60	6	77760
Un manœuvre élevant des poids en les soulevant avec la main.	20	0.17	3.40	6	73440
Un manœuvre élevant des poids en les portant sur son dos, au haut d'une rampe douce ou d'un escalier et revenant à vide	65	0.04	2.60	6	56160
Un manœuvre élevant des matériaux avec une brouette en montant une rampe au 1/12 et revenant à vide	60	0.02	1.20	10	43200
Un manœuvre élevant des terres à la pelle à la hauteur moyenne de 1m, 60	2.7	0.40	1.08	10	38880
ACTION SUR LES MACHINES					
Un manœuvre agissant sur une roue à chevilles ou à tambour					
1° Au niveau de l'axe de la roue	60	0.15	9.00	8	259200
2° Vers le bas de la roue ou à 24°	12	0.70	8.40	8	241920
Un manœuvre marchant et poussant ou tirant horizontalement .	12	0.60	7.20	8	207360
Un manœuvre agissant sur une manivelle	8	0.75	6.00	8	172800
Un manœuvre exercé poussant et tirant alternativement dans le sens vertical	5	1.10	5.50	8	158400
Un cheval attelé à une voiture ordinaire et allant au pas	70	0.90	63.00	10	2268000
Un cheval attelé à un manège et allant au pas	45	0.90	40.50	8	1166400
Idem allant au trot .	30	2.00	60.00	4.5	972000
Un bœuf attelé à un manège et allant au pas.	65	0.60	39.00	8	1123200
Un mulet attelé de même et allant au pas.	30	0.90	27.00	8	777600
Un âne attelé de même et allant au pas	14	0.80	11.60	8	334080

Google

Il peut être utile, dans certaines circonstances, de connaître l'effort qu'un manœuvre de force ordinaire est capable d'exercer pendant un court intervalle de temps, sur certains appareils ou outils; on en trouvera la valeur dans le tableau suivant :

EFFORT QU'UN MANOEUVRE DE FORCE ORDINAIRE PEUT EXERCER PENDANT UN COURT INTERVALLE DE TEMPS.

DÉSIGNATION DES INSTRUMENTS.	EFFORTS EN KILOGRAMMES
Une plane	45
Une tarière avec les deux mains	45
Une clef d'écrou	38
Un étau ordinaire en agissant sur la clef	33
Un ciseau ou un foret dans le sens vertical	33
Une manivelle	30
Une tenaille ou une pince, en agissant par compression	27
Un rabot à main	23
Un étau à main	20
Une scie à main	16
Un vilbrequin	7
Un petit tournevis, ou en tournant avec le pouce et les doigts	6

Digitized by Google

RÉSULTATS D'OBSERVATIONS SUR L'EFFET UTILE DE L'HOMME ET DES ANIMAUX EMPLOYÉS AU TRANSPORT HORIZONTAL DES FARDEAUX.

NATURE DU TRANSPORT.	Poids transporté.	Vitesse ou chemin par seconde	Effet utile par seconde exprimé en kilogr. transportés à 1 mètre.	Durée de l'action journalière.	EFFET utile par jour.
	kil.	m	km	h	km.
Un homme marchant sur un chemin horizontal sans fardeau, son travail consistant dans le transport du poids de son corps . . .	65	1.50	97.5	10.0	3510000
Un manœuvre transportant des matériaux dans une petite charrette ou camion à deux roues et revenant à vide . .	100	0.50	50.0	10.0	1800000
Un manœuvre transportant des matériaux dans une brouette et revenant à vide chercher de nouvelles charges . .	60	0.50	30.0	10.0	1080000
Un homme voyageant emportant des fardeaux sur le dos .	40	0.75	30.0	7.0	756000
Un manœuvre transportant des matériaux sur son dos et revenant à vide chercher de nouvelles charges . .	65	0.50	30.5	6.0	700000
Un manœuvre transportant des fardeaux sur une civière et revenant à vide chercher de nouvelles charges . .	50	0.33	16.5	10.0	594000
Un cheval transportant des matériaux sur une charrette et marchant au pas continuellement chargé . .	700	1.10	770.0	10.0	27720000
Un cheval attelé à une voiture et marchant au trot continuellement chargé	350	2.20	770.0	4.5	12474000
Un cheval transportant des fardeaux sur une charrette et revenant à vide chercher de nouvelles charges . . .	700	0.60	420.0	10.0	15120000
Un cheval chargé sur le dos et allant au pas	120	1.10	132.0	10.0	4752000
Un cheval chargé sur le dos et allant au trot.	80	2.20	176.0	7.0	4435200

Digitized by Google

COMPARAISON DE DIFFÉRENTS POIDS ET MESURES.

I. MESURES DES LONGUEURS.	Mètres.	Pieds français.	Pieds anglais.	Pieds de Vienne.	Pieds du Rhin.	Pieds de Bade ou de Suisse.	Pieds de Wurtemberg.
1 mètre .... =	1	3,07844	3,2809	3,1635	3,1868	3,3333	3,4903
1 pied français .... =	0,3248	1	1,0656	1,0275	1,0332	1,0827	1,1337
1 id. anglais .... =	0,3048	0,9384	1	0,9642	0,9715	1,0160	1,0639
1 id. de Vienne .... =	0,3161	0,9731	1,0371	1	1,0073	1,0537	1,1033
1 id. du Rhin .... =	0,3129	0,966	1,0299	0,9930	1	1,0463	1,0956
1 id. de Bade ou de Suisse. =	0,30	0,9235	0,9843	0,9490	0,9860	1	1,0471
1 id. de Wurtemberg ..... =	0,2865		0,9400	0,9063	0,9128	0,955	1
II. MESURES DES SURFACES.							
1 mètre carré .... =	1	9,4768	10,7643	10,0112	10,1557	11,1111	12,1822
1 pied carré français ...... =	0,1055	1	1,1355	1,0562	1,0716	1,1722	1,2854
1 id. anglais ...... =	0,0929	0,8806	1	0,9297	0,9438	1,0322	1,1319
1 id. de Vienne ..... =	0,0999	0,9469	1,0756	1	1,0143	1,1103	1,2173
1 id. du Rhin ...... =	0,0985	0,9332	1,0607	0,9861	1	1,0947	1,2003
1 id. de Bade ...... =	0,09	0,8528	0,9688	0,9006	0,9139	1	1,0962
1 id. de Wurtemberg. =	0,0821	0,7778	0,8837	0,8214	0,8332	0,9122	1

Digitized by Google

COMPARAISON DE DIFFÉRENTS POIDS ET MESURES.

III. MESURES DES VOLUMES.	Mètres.	Pieds français.	Pieds anglais.	Pieds de Vienne.	Pieds du Rhin.	Pieds de Bade.	Pieds de Wurtemb.
1 mètre cube............=	1	29,1720	35,3160	31,6590	32,3642	37,0360	42,5351
1 pied cube français......=	0,0343	1	1,2100	1,0848	1,1094	1,2692	1,4577
1 id. anglais......=	0,0283	0,8263	1	0,8964	0,9169	1,0488	1,2038
1 id. de Vienne....=	0,0316	0,9214	1,1155	1	1,0220	1,1699	1,3432
1 id. du Rhin.....=	0,0309	0,9014	1,0924	0,9791	1	1,1434	1,3147
1 id. de Bade.....=	0,0270	0,7876	0,9536	0,8547	0,8737	1	1,1480
1 id. de Wurtemb..=	0,0235	0,6860	0,8307	0,7445	0,7606	0,8711	1
	Kilogr.	**Livres françaises**	**Livres anglaises**	**Livres de Vienne.**	**Livres de Prusse**	**Livres de Nuremberg.**	
1 kilogramme...........=	1	2,0429	2,2055	1,7857	2,1381	1,9642	
1 livre française.........=	0,4895	1	1,0796	0,8741	1,0466	0,9615	
1 id. anglaise.........=	0,4534	0,9228	1	0,8096	0,9694	0,8906	
1 id. de Vienne.........=	0,5600	1,1440	1,2351	1	1,1973	1,1018	
1 id. de Prusse.........=	0,4677	0,9555	1,0315	0,8352	1	0,9187	

NOTA. On a généralement indiqué dans le cours de l'ouvrage le système métrique employé, là où cette indication manque, on s'est servi du système de Bade qui est identique avec le nouveau système suisse.

TOUL, IMPRIMERIE DE Ve BASTIEN.

TABLE DES MATIÈRES

CONTENUES

DANS LE COURS DE MÉCANIQUE PRATIQUE.

Digitized by Google

Digitized by Google

Digitized by Google

Digitized by Google

Digitized by Google

Google

Digitized by Google

FIN DE LA TABLE DES MATIÈRES.

5636115





ENCYCLOPÉDIE-RORET.

COLLECTION
DES
MANUELS-RORET
FORMANT UNE
ENCYCLOPÉDIE
DES SCIENCES ET DES ARTS,
FORMAT IN-18;

Par une réunion de Savans et de Praticiens;

MESSIEURS

AMOROS, ARSENNE, BIOT, BIRET, BISTON, BOISDUVAL, BOITARD, BOSC, BOUTEREAU, BOYARD, CAHEN, CHAUSSIER, CHEVRIER, CHORON, CONSTANTIN, DE GAYFFIER, DE LAFAGE, P. DESORMEAUX, DUBOIS, DUJARDIN, FRANCOEUR, GIQUEL, HERVÉ, HUOT, JANVIER, JULIA-FONTENELLE, JULIEN, LACROIX, LANDRIN, LAUNAY, LEBLOND, Sébastien LENORMAND, LESSON, LORIOL, MATTER, MINÉ, MULLER, NICARD, NOEL, Jules PAUTET, RANG, RENOU, RICHARD, RIFFAULT, SCRIBE, TARBÉ, TERQUEM, THIÉBAUT DE BERNEAUD, TOILLARD, TOUSSAINT, TREMERY, TRUY, VAUQUELIN, VERDIER, VERGNAUD, YVART, etc.

Tous les Traités se vendent séparément, 300 volumes environ sont en vente; pour recevoir franc de port chacun d'eux, il faut ajouter 50 centimes. Tous les ouvrages qui ne portent pas au bas du titre *à la Librairie Encyclopédique de Roret* n'appartiennent pas à la *Collection de Manuels-Roret*, qui a eu des imitateurs et des contrefacteurs (M. Ferd. *Ardant*, gérant de la maison *Martial Ardant frères*, à Paris, et M. *Renault* ont été condamnés comme tels.)

Cette Collection étant une entreprise toute philantropique, les personnes qui auraient quelque chose à nous faire parvenir dans l'intérêt des sciences et des arts, sont priées de l'envoyer franc de port à l'adresse de M. le *Directeur de l'Encyclopédie-Roret, format in-18*, chez M. RORET, libraire, rue Hautefeuille, n° 10 bis, à Paris.

6 fr. par an, l'AGRICULTEUR-PRATICIEN, ou *Revue progressive d'Agriculture, de Jardinage, d'Économie rurale et domestique*, par MM. BOSSIN et MALEPEYRE.



